

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ANALIZADOR DE
DEFORMACIONES EN UN CILINDRO DE PARED DELGADA
SOMETIDO A PRESIÓN”

AUTOR:

WILMER JOVANNY SUNTAXI CHILIGUANO

DIRECTOR: ING. FERNANDO LARCO

QUITO, NOVIEMBRE 2010

RESUMEN

El presente tópico involucra el uso de extensómetros de resistencia eléctrica para determinar experimentalmente la distribución de esfuerzos. Estos esfuerzos serán evaluados en una porción de un cilindro de aluminio. Con dicha información, obtenida de las pruebas del cilindro de aluminio sometido a presión interna, se podrán encontrar los esfuerzos y planos principales, esfuerzo máximo de corte; y los esfuerzos normales y cortantes en planos arbitrarios.

Previo a las pruebas indicadas se detallan capítulos concernientes a este tema, como es la Teoría de cilindros o recipientes de pared delga. Esta teoría contiene el análisis de los esfuerzos que se producen en un cilindro de aluminio sometido a presión interna. Se observan otras consideraciones, como la deformación dentro de la zona elástica, y el funcionamiento de los instrumentos de medición utilizados strain gages o extensómetros de resistencia eléctrica.

Finalmente en el Anexo 2 del presente documento, se muestran tablas de datos y resultados, los que se obtuvieron después de las pruebas realizadas en el cilindro de aluminio. Los cálculos respectivos y otras consideraciones, como figuras ilustrativas y fotos que muestran como posiblemente podrían fallar estos cilindros de aluminio.

INDICE GENERAL

PÁGINA

DEDICATORIA -----	I
AGRADECIMIENTOS-----	II
CERTIFICACIÓN-----	III

ANTECEDENTES DEL PROYECTO

TEMA -----	IV
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA -----	IV
JUSTIFICACIÓN-----	V
ALCANCE -----	VI
OBJETIVO GENERAL -----	VII
OBJETIVOS ESPECÍFICOS -----	VII
HIPÓTESIS GENERAL -----	VIII
HIPÓTESIS ESPECÍFICAS -----	VIII
METODOLOGÍA -----	IX
INVESTIGACIÓN DOCUMENTAL -----	IX
INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL -----	IX
INVESTIGACIÓN DE CAMPO-----	X

CAPITULACIÓN

CAPITULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS -----	1
1.1. ESFUERZO O TENSIÓN -----	1
1.2. DEFORMACIÓN -----	2
1.3. DEFORMACIÓN ELÁSTICA Y LEY DE HOOKE -----	2
1.4. COEFICIENTE DE POISSON-----	5
1.5. ESFUERZO PLANO Y DEFORMACIÓN PLANA -----	6

1.5.1. ESFUERZO PLANO	6
1.5.2. DEFORMACIÓN PLANA	6
1.6. CÍRCULO DE MOHR PARA ESFUERZO PLANO	7
1.6.1. PROPIEDADES DEL CÍRCULO DE MOHR	12
1.6.2. PROCEDIMIENTO PARA TRAZAR Y USAR EL CÍRCULO DE MOHR	14
1.6.2.1. TRAZO DEL CÍRCULO DE MOHR	14
1.6.2.2. CÁLCULO DE LA INFORMACIÓN REQUERIDA.....	14
1.7. RECIPIENTES DE PRESIÓN DE PARED DELGADA	15
1.7.1. CURVATURA DE LA SUPERFICIE EN UNA SOLA DIRECCIÓN	16
1.7.2. CURVATURA DE LA SUPERFICIE EN DOS DIRECCIONES	18
 CAPITULO II: DISEÑO DEL SISTEMA	20
2.1. CRITERIOS DE DISEÑO	20
2.1.1. RESISTENCIA	20
2.1.2. FUNCIONALIDAD	20
2.2. ALTERNATIVAS EN SELECCIÓN DE MATERIALES	20
2.2.1. ACERO AISI-1018	21
2.2.2. ACERO INOXIDABLE	22
2.2.3. ALUMINIO DE ALTA RESISTENCIA	23
2.2.4. TUBO DE ALUMINIO	23
2.2.5. TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO.....	24
2.3. DISEÑO DE ELEMENTOS.....	25
2.3.1. DISEÑO DE LA BASE	25
2.3.2. DISEÑO DEL SOPORTE DEL VOLANTE DE DESPLAZAMIENTO.....	27
2.3.3. DISEÑO DEL SOPORTE DEL MANÓMETRO	29
2.3.4. DISEÑO DEL CILINDRO DE ALUMINIO	30
2.3.5. DISEÑO DE LOS TIRANTES	32
2.3.6. DISEÑO DE LA TAPA DEL ÉMBOLO DE DESPLAZAMIENTO	35
2.3.7. DISEÑO DE LA TAPA DE ENTRADA DE ACEITE	38
2.3.8. DISEÑO DEL VOLANTE DE DESPLAZAMIENTO	42
2.3.9. DISEÑO DEL ÉMBOLO DE DESPLAZAMIENTO	44
2.4. ELEMENTOS E INSUMOS COMPLEMENTARIOS	47

CAPITULO III: DEFORMACIONES	49
3.1. ENSAYO DE DEFORMACIONES BAJO PRESIÓN INTERNA	49
3.1.1. INTRODUCCIÓN	49
3.1.2. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO	49
3.1.3. PARÁMETROS A DETERMINAR EN UN ANÁLISIS DE DEFORMACIONES	51
3.1.4. DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES	51
3.1.5. DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS PRINCIPALES SEGÚN MAGNITUD Y DIRECCION	51
3.2. PROCESO EXPERIMENTAL	51
3.2.1. DETALLES RELEVANTES DE LOS STRAIN GAUGE	52
3.2.2. CARACTERÍSTICAS DEL CILINDRO DE ALUMINIO	54
3.2.3. PROCEDIMIENTO	55
3.2.4. PLAN	55
3.2.5. EJEMPLO	55
CAPITULO IV: COSTOS	60
4.1. INTRODUCCIÓN	60
CONCLUSIONES	68
RECOMENDACIONES	69
GLOSARIO	70
BIBLIOGRAFÍA	72
ANEXOS	74
ANEXO 1: PLANOS	75
ANEXO 2: GUÍA DIDÁCTICA	86
ANEXO 3: TABLAS	99

INDICE DE FIGURAS

FIGURA	PÁGINA
FIGURA 1-1. COMPONENTE DE ESFUERZO: TRACCIÓN Y COMPRESIÓN -	1
FIGURA 1-2. ELEMENTO DE DEFORMACIÓN EN DOS DIMENSIONES -----	2
FIGURA 1-3. FUERZAS Y DEFORMACIONES -----	5
FIGURA 1-4. PRISMA SOMETIDO A UNA FUERZA DE TRACCIÓN-----	5
FIGURA 1-5. ELEMENTO DE DEFORMACIONES EN EL PLANO -----	7
FIGURA 1-6. PROPIEDADES DEL CÍRCULO DE MOHR -----	9
FIGURA 1-7. CONVENCION DE SIGNOS DEL ESFUERZO CORTANTE ----	10
FIGURA 1-8. ÁNGULOS CONSISTENTES -----	13
FIGURA 1-9. COMPONENTES DE ESFUERZO EN UN CILINDRO-----	16
FIGURA 1- 10. COMPONENTES DE ESFUERZO EN DOS DIRECCIONES ----	18
FIGURA 2-1. BASE DEL ANALIZADOR -----	25
FIGURA 2-2. FUERZA ACTUANTE SOBRE LA BASE -----	26
FIGURA 2-3. PERFORACIONES PARA LA SUJECIÓN BASE SOPORTE -----	27
FIGURA 2-4. SOPORTE DEL VOLANTE DE DESPLAZAMIENTO -----	29
FIGURA 2-5. SOPORTE DEL MANÓMETRO -----	30
FIGURA 2-6. CILINDRO DE ALUMINIO-----	31
FIGURA 2-7. FUERZA PRODUCIDA POR EL ACEITE EN LOS SOPORTES --	32
FIGURA 2-8. TIRANTES-----	34
FIGURA 2-9. FUERZA ACTUANTE SOBRE LA TAPA DEL ÉMBOLO -----	35
FIGURA 2-10. TAPA DEL ÉMBOLO DE DESPLAZAMIENTO-----	38
FIGURA 2-11. FUERZA SOBRE LA TAPA DE ENTRADA DE ACEITE -----	39
FIGURA 2-12. TAPA DE ENTRADA DE ACEITE -----	41
FIGURA 2-13. FUERZA SOBRE EL VOLANTE DE DESPLAZAMIENTO -----	42
FIGURA 2-14. VOLANTE DESPLAZAMIENTO -----	44
FIGURA 2-15. FUERZA ACTUANTE SOBRE EL ÉMBOLO DE ALUMINIO --	45
FIGURA 2-16. ÉMBOLO DE DESPLAZAMIENTO -----	47
FIGURA 3-1. ANALIZADOR DE DEFORMACIONES -----	50
FIGURA 3-2. ROSETA EQUIANGULAR-----	52

FIGURA 3-3. NOTACIÓN PARA ROSETAS DE DEFORMACIÓN	53
FIGURA 3-4. CUBO DE ESFUERZOS Y CÍRCULO DE MOHR	57

INDICE DE TABLAS

TABLA	PÁGINA
TABLA 2-1. MATERIALES UTILIZADOS EN LOS ELEMENTOS -----	21
TABLA 2-2. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO AISI-1018 -----	22
TABLA 2-3. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO INOXIDABLE -----	22
TABLA 2-4. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ALUMINIO -----	23
TABLA 2-5. CARACTERÍSTICAS DE REFERENCIA -----	24
TABLA 2-6. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL TUBO DE ALUMINIO -----	24
TABLA 2-7. ESPECIFICACIONES DEL TUBO CUADRADO -----	25
TABLA 2-8. ELEMENTOS E INSUMOS -----	48
TABLA 4-1. MATERIALES -----	62
TABLA 4-2. COSTO DE INSUMOS -----	64
TABLA 4-3. COSTO DE MECANIZADO DE ELEMENTOS -----	65
TABLA 4-4. COSTOS VARIOS -----	66
TABLA 4-5. RESUMEN DE COSTOS -----	67

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a todos los que disfrutan y trascienden con las cosas simples.

A las personas que gozan con la ciencia, el cálculo y el diseño. A los que expresen un gesto, una risa o un sentimiento de aprecio al mirar este trabajo.....

Wilmer Jovanny Sntaxi Ch.

AGRADECIMIENTOS

Mi eterno agradecimiento al padre de todos mi Dios, a mi madre celestial la Virgen del Quinche, al mejor de los maestros mi hermano Mauricio, a mi madre María que aun me brinda todo su apoyo, a mi padre que desde el paraíso estará observándome, a mis hermanos que siempre me apoyaron en los trajines de la vida, a mi familia de sangre y los que uno hace en las esquinas, a la negra que siempre estuvo junto a mí en momentos difíciles y a mi niña que es incondicional conmigo y que permanece junto a mí.

A los docentes de la Universidad Politécnica Salesiana, que me brindaron su apoyo y aporte educativo para la culminación de mi carrera, en especial al Ing. Fernando Larco por compartir sus conocimientos, su paciencia y dedicación para la elaboración de esta tesis.

Wilmer Jovanny Suntaxi Ch.

Certifico que el presente trabajo
ha sido realizado en su totalidad
por el Sr. Wilmer J. Suntaxi Ch.

Atentamente:

.....

Ing. Fernando Larco
Director de Tesis

ANTECEDENTES DEL PROYECTO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ANALIZADOR DE DEFORMACIONES EN UN CILINDRO DE PARED DELGADA SOMETIDO A PRESIÓN

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En los últimos tiempos, el rápido desarrollo alcanzado por la ciencia y la tecnología exigen tanto a empresas como a instituciones considerables cambios e innovaciones dentro de sus distintas áreas de trabajo, nuestra Universidad no es la excepción y es por ello que se ha visto la necesidad de implementar dentro del Laboratorio de Resistencia de Materiales un equipo apto para realizar las distintas prácticas de análisis de deformaciones en cilindro de pared delgada que se vienen estudiando en las aulas.

El no tener un analizador de deformaciones de cilindro de pared delgada disponible en la Carrera, ha originado en varias ocasiones que los alumnos no obtengan los conocimientos suficientes referente al principio básico de un ensayo de deformaciones en cilindro de pared delgada REAL, en la actualidad este tipo de estudios se vienen realizando solo en las aulas, consecuentemente los estudiantes se han quedado tan solo con bases teóricas del estudio en los diferentes materiales de los que están hechos los diferentes cilindros sometidos a este tipo de pruebas.

JUSTIFICACIÓN

Lo primordial para el estudiante es la accesibilidad a una máquina apropiada para los ensayos de deformación en cilindro de pared delgada que ejecute y permita realizar las diferentes prácticas en el material como es el aluminio, y estas pruebas admitan recoger datos reales para fines de cálculos respectivos a la práctica, y de esta manera enriquecer a los alumnos de la Universidad Politécnica Salesiana con conocimientos adecuados dentro del área de resistencia de materiales.

Con el analizador de deformaciones en cilindro de pared delgada, los alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica consolidarán sus conocimientos a través del empleo del sistema, llegando así a un análisis de:

- ❖ Las características de funcionamiento y manipulación.
- ❖ Las aplicaciones típicas en la ejecución de análisis de deformación en un cilindro de pared delgada.
- ❖ Los resultados que se ofrecen al someter al cilindro a una presión interna y que se realizan de acuerdo a parámetros establecidos.
- ❖ Las propiedades y características que brinda el material luego de realizar el estudio técnico y matemático respectivo.

ALCANCE

Con el diseño y construcción del analizador de deformaciones en un cilindro de pared delgada se logrará una presión interna uniforme en el cilindro de aluminio.

Con el sistema de medición de deformaciones se obtendrá datos reales, reduciendo el error porcentual de los cálculos requeridos por el ensayo.

Al aplicar el círculo de Mohr se desea tener una apreciación gráfica fácil de interpretar al momento de obtener los cálculos requeridos, además con los datos que se obtienen a partir del ensayo de deformaciones se podrá llegar a determinar los siguientes resultados como son: los esfuerzos principales, el ángulo principal y el esfuerzo cortante máximo que son los valores de interés para el estudio de la teoría de los recipientes de pared delgada sometidos a presión.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un analizador de deformaciones en un cilindro de pared delgada sometido a presión.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ❖ Realizar un análisis comparativo de alternativas de analizadores de deformaciones en cilindro de pared delgada existentes en el mercado para determinar las características técnicas del equipo.
- ❖ Elaborar una guía didáctica para el desarrollo de las prácticas en el analizador de deformaciones.
- ❖ Elaborar los planos.

HIPÓTESIS GENERAL

Los sistemas mecánico e hidráulico, ingresan a funcionar de manera conjunta y simultánea, permitiendo accionar el volante para desplazamiento del émbolo de tal manera que se ejerza la presión necesaria.

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- ❖ Algunos analizadores existentes en el mercado poseen similares parámetros, características y el principio básico de funcionamiento del equipo para análisis de deformaciones en un cilindro de pared delgada.
- ❖ El nivel académico tiene que ir a la par con el desarrollo científico y tecnológico alcanzado por la ciencia; por lo que es necesario que la Facultad cuente con un analizador de deformaciones en un cilindro de pared delgada para el laboratorio.

METODOLOGÍA

INVESTIGACIÓN DOCUMENTAL

La investigación documental se caracteriza por el empleo predominante de registros gráficos y sonoros como fuentes de información. Generalmente se le identifica con el manejo de mensajes registrados en la forma de manuscritos e impresos, por lo que se le asocia normalmente con la investigación archivística y bibliográfica. El concepto de documento, sin embargo, es más amplio. Cubre, por ejemplo: películas, diapositivas, planos y discos.

MUÑOS, Carlos, *Como elaborar y asesorar una investigación de tesis*, 2da edición, Editorial “Prentice Hall”, España, 1998, Pág. 300.

APLICACIÓN.- Es importante recalcar que para el cumplimiento de los objetivos específicos planteados se requiere de la utilidad de este método de ya que por tratarse de un estudio principalmente de investigación se tendrá que recopilar una infinidad de datos correspondientes a informaciones de diseño, construcción, funcionamiento, manipulación, mantenimiento y de aplicación de la máquina para análisis de deformaciones de cilindros de pared delgada, y así cumplir con un solo fin que es la utilización de la máquina para ejecutar los ensayos de deformaciones.

Se acudirá a libros, manuales, normas, presentaciones, software, planos que nos ayuden a encontrar referencias específicas para continuar con la construcción del equipo y así cumplir con nuestro objetivo general.

INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL

El método experimental ha sido uno de los que más resultados han dado. Aplica la observación de fenómenos, que en un primer momento es sensorial. Con el pensamiento abstracto se elaboran las hipótesis y se diseña el experimento, con el fin de reproducir el objeto de estudio, controlando el fenómeno para probar la validez de las hipótesis.

VARGAS, Alfonso, *Investigación y Metodología del trabajo académico*, 2da edición, Colombia, Editorial “Educativa EDIAV”, 2004, Pág. 233.

APLICACIÓN.- La forma de estudio se basa en la recopilación de información necesaria y adecuada, para la elaboración de planos, construcción de piezas, análisis de mecanismos, ensamblaje de elementos, creación de manuales y una guía técnica; esta calidad de estudio es respaldada por el método experimental ya que partimos de supuestos lógicos que serán enteramente desarrollados con la ayuda de métodos planteados para luego acercarse a la realidad que es la construcción de la máquina para análisis de recipientes de pared delgada con sus respectivas características físicas y técnicas.

INVESTIGACIÓN DE CAMPO

La investigación de campo es aquella en que el mismo objeto de estudio sirve como fuente de información para el investigador. Consiste en la observación, directa y en vivo, de cosas, comportamiento de personas, circunstancia en que ocurren ciertos hechos; por ese motivo la naturaleza de las fuentes determina la manera de obtener los datos.

Las técnicas usualmente utilizadas en el trabajo de campo para el acopio de material son: la encuesta, la entrevista, la grabación, la filmación, la fotografía, etc.; de acuerdo con el tipo de trabajo que se está realizando, puede emplearse una de estas técnicas o varias al mismo tiempo. La de campo o investigación directa es la que se efectúa en el lugar y tiempo en que ocurren los fenómenos objeto de estudio.

HERNÁNDEZ, FERNÁNDEZ y Otros, Roberto, Carlos, *Metodología de la Investigación*, 3ra edición, México, Editorial "Mc Graw Hill", 2004, Pág. 52.

APLICACIÓN.- Se acudirá a la Universidad Politécnica del Ejercito para observar de manera directa al analizador de deformaciones de pared delgada, además se procederá a realizar una prueba en el equipo con el fin de poder identificar todas las partes de la máquina, su funcionamiento y tener claras las variables que intervienen en el ensayo, en esta parte se aplica claramente a la investigación de campo ya que realizaremos una observación continua y en vivo del equipo para obtener toda los conocimientos e información necesaria que nos permite aproximarnos a ideas reales de su utilidad, con el fin de aumentar el grado de familiaridad y contribuir con ideas respecto a la construcción de la máquina.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1. Esfuerzo o tensión

El esfuerzo o tensión se define como una fuerza por unidad de área, con unidades en Psi o MPa. En una pieza sujeta a fuerzas, los esfuerzos se distribuyen como una función continuamente variable dentro del material. Cada elemento infinitesimal en el material puede experimentar esfuerzos distintos al mismo tiempo, por lo que se debe considerar los esfuerzos como actuando sobre elementos infinitesimalmente pequeños dentro de la pieza. Estos suelen modelarse cada uno como un cubo, según se muestra en la Figura 1-1.

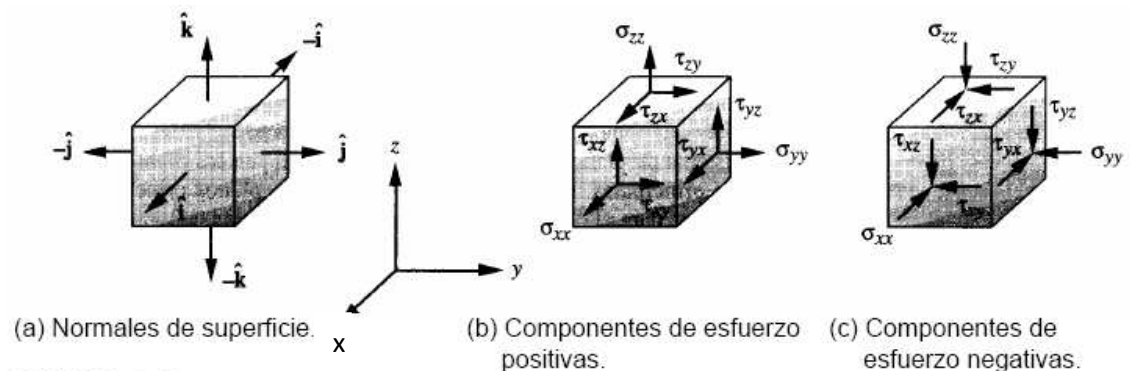


Figura 1-1. Componentes de esfuerzos a tracción y compresión

Las componentes de los esfuerzos actúan en las caras de estos cubos de dos maneras distintas. Los esfuerzos normales σ actúan de manera perpendicular (es decir, normal) a la cara del cubo y tienen tendencia ya sea a tirar de él (esfuerzo a tracción), o a empujarlo (esfuerzo a compresión). Los esfuerzos cortantes τ actúan paralelos a las caras de los cubos, en pares sobre caras opuestas, lo que tiende a distorsionar el cubo a forma romboidal. Estas componentes normales y cortantes del esfuerzo que actúan sobre un elemento infinitesimal conforman los términos de un tensor.

1.2. Deformación

En la región elástica de la mayor parte de los materiales de ingeniería el esfuerzo y la deformación están relacionados de manera lineal mediante la ley de Hooke. La deformación es también un tensor designada por ϵ y representa tanto una deformación normal como una deformación producida por el esfuerzo cortante, quedando ambas diferenciadas por sus subíndices, para deformaciones perpendiculares o normales a ϵ_x y ϵ_y , y al tiempo se considera dobles subíndices ϵ_{xy} y ϵ_{yx} para identificar deformaciones por cortante. Se indica en la Figura 1-2.

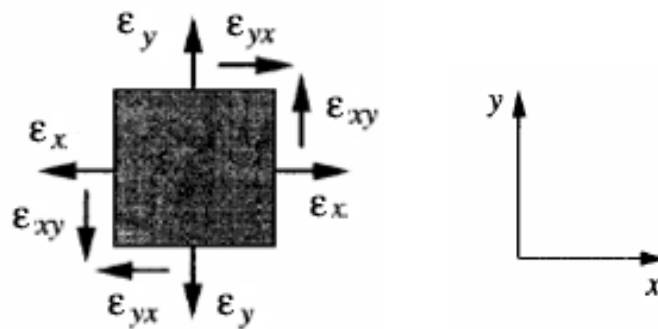


Figura 1-2. Elemento de deformación en dos dimensiones

1.3. Deformación elástica y ley de Hooke

Todos los materiales se deforman cuando se someten a carga. Para la mayoría de los materiales un cambio en carga resulta en un correspondiente cambio en deformación, aunque no necesariamente lineal. En el caso del aluminio, tiende a recuperar su forma original a temperaturas normales después de la supresión de una carga, si la carga no es excesiva. Si, después de la supresión de la carga, el cuerpo regresa a su tamaño y forma originales, el cuerpo ha sufrido deformación elástica. La capacidad de un cuerpo de recobrar su forma original es conocida como elasticidad. Si el cuerpo no recobra completamente su forma original, se dice que es parcialmente elástico; es perfectamente elástico cuando tiene lugar una completa recuperación.

Robert Hooke reconoció una relación definida entre deformación elástica y carga. Generalizada en su forma más simple, la ley de Hooke dice que el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria.

Con base en la ley de Hooke, Thomas Young introdujo una constante de proporcionalidad, el *módulo de elasticidad* o *módulo de Young*, que es una medida de la rigidez del material. Representa la relación de esfuerzo a deformación unitaria. El módulo de elasticidad, designado por **E**, se expresa como:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (1-1a)$$

Para esfuerzos y deformaciones unitarias cortantes, la constante de proporcionalidad es **G** (algunas veces llamado el módulo de rigidez, y ocasionalmente el módulo torsional). La ecuación es:

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (1-1b)$$

El coeficiente de Poisson **μ**, relaciona las constantes **E** y **G**, según la siguiente ecuación:¹

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (1-2)$$

En la ecuación anterior, **μ** es siempre positiva y oscila entre 0 y 1/2. Por lo tanto, **G** varía entre un tercio y un medio de la magnitud de **E**.

Para la mayoría de los materiales metálicos con que se encuentran en el diseño, **E** y **G** son casi constantes, independientemente de la cualidad del material.

De la ecuación (1-1a), se obtiene una expresión importante para la deformación axial **δ_a**, desarrollando una expresión para esfuerzo:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

¹ Ecuación obtenida de la relación entre el módulo de elasticidad (E), el módulo de rigidez (G) y el coeficiente de Poisson (μ).

Y análogamente, se ha encontrado una expresión para la deformación unitaria:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L}$$

Sustituyendo estas equivalentes para δa y ϵ en la ecuación del módulo de elasticidad, resulta.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{P/A}{\delta a/L} = \frac{PL}{\delta a A} \quad \text{o} \quad \delta a = \frac{PL}{AE} \quad (1-3)$$

Donde:

P = carga axial

L = longitud del miembro cargado

A = área de sección transversal del miembro

E = módulo de elasticidad del material del miembro

Similarmente, la relación entre la deformación por esfuerzo cortante δ_s , y la fuerza cortante V , puede ser deducida a partir del módulo de rigidez.

$$G = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{V/A}{\delta_s/L} = \frac{VL}{\delta_s A} \quad \text{o} \quad \delta_s = \frac{VL}{AG} \quad (1-4)$$

Donde:

V = fuerza cortante

A = área de la sección transversal

L = longitud del elemento, perpendicular a la dirección de la fuerza cortante

G = módulo de rigidez.

La asociación de estas expresiones con diagramas esquemáticos se puede ver en la Figura 1-3 (a) y (b).

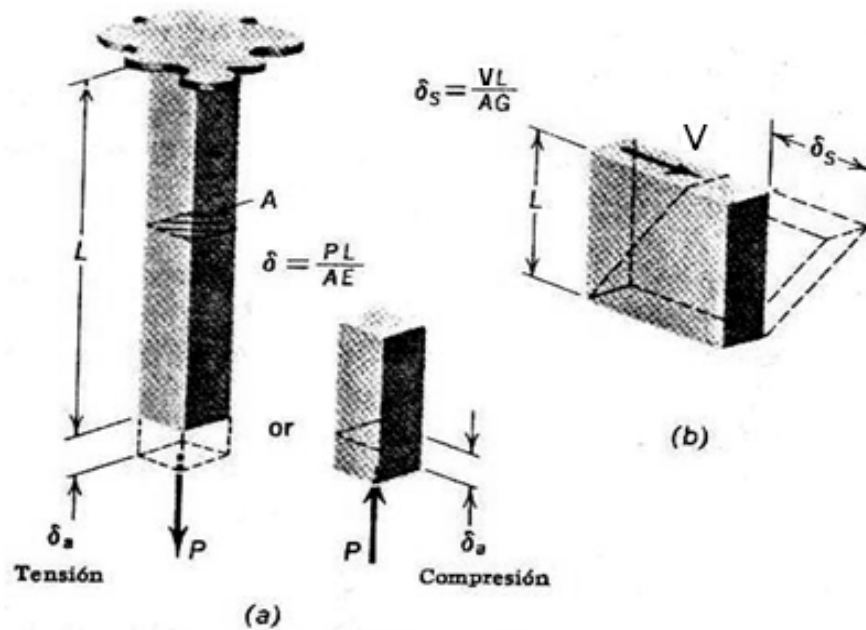


Figura 1-3. Fuerzas y deformaciones

1.4. Coeficiente de Poisson

El coeficiente de Poisson μ , en honor a Simeón Poisson, es una constante elástica que proporciona una medida del estrechamiento de sección de un prisma de material elástico lineal e isótropo cuando se estira longitudinalmente y se adelgaza en las direcciones perpendiculares a la de estiramiento.

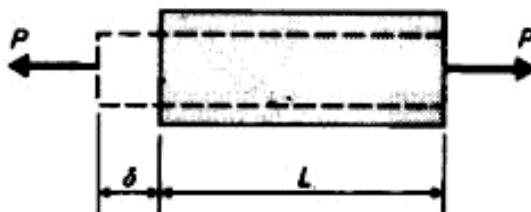


Figura 1-4. Prisma sometido a una fuerza de tracción aplicada en sus bases

Si se toma un prisma mecánico, Figura 1-4 fabricado en el material cuyo coeficiente de Poisson se pretende medir y se somete este prisma a una fuerza de tracción aplicada en sus extremos, el coeficiente de Poisson se puede medir como: la razón entre el alargamiento longitudinal producido, y este dividido por el acortamiento de una longitud situada en un plano perpendicular a la dirección de la carga aplicada.

Este valor coincide igualmente con el cociente de deformaciones, de hecho la fórmula usual para el coeficiente de Poisson es:

$$\mu = \frac{\text{deformación unitaria lateral}}{\text{deformación unitaria axial}} \quad (1-5)$$

1.5. Esfuerzo plano y deformación plana

El estado general del esfuerzo y la deformación es tridimensional, pero hay configuraciones geométricas particulares que pueden ser tratadas de manera distinta tal es el caso de este análisis en que se considerará esfuerzo y deformación bidimensional pues se trata de aplicar a un cilindro de pared delgada. Considerando pared delgada cuando la razón del radio al espesor es mayor que 10.

1.5.1. Esfuerzo plano

El estado de esfuerzos en dos dimensiones, es decir biaxial, también se conoce como esfuerzo plano. Este requiere que un esfuerzo principal sea igual a cero. Esta situación es común en algunas aplicaciones. Una placa o un cascarón delgado pueden también tener un estado de esfuerzo plano lejos de sus bordes o de sus puntos de sujeción.

1.5.2. Deformación plana

Existen deformaciones principales asociadas con los esfuerzos principales. Si una de las deformaciones principales ϵ_z es igual a cero, tal es el caso por tratarse de un recipiente de pared delgada entonces las deformaciones restantes ϵ_x y ϵ_y , Figura 1-5, al ser independientes de la dimensión a lo largo del eje Z, a éste sistema de deformaciones se conocerá como deformación plana. Esta situación ocurre en geometrías particulares. Como en el caso de un cilindro de pared delgada.

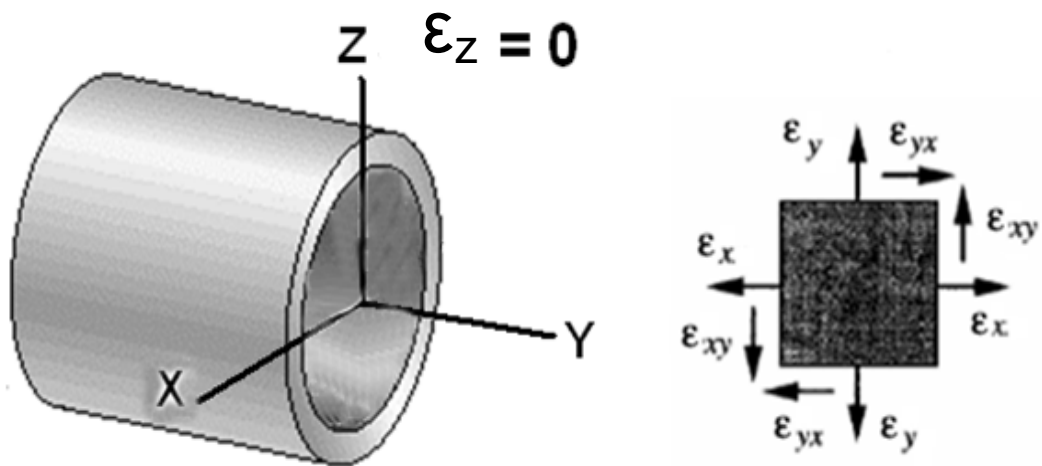


Figura 1-5. Elemento de deformaciones en el plano

1.6. Círculo de Mohr para esfuerzo plano

Desde hace mucho tiempo los círculos de Mohr han sido una forma de solución gráfica del esfuerzo cortante máximo y de los esfuerzos principales para el caso de esfuerzos planos.

Se presenta el método gráfico por dos razones:

- ❖ Sirve para el cálculo y verificación rápida a una solución numérica.
- ❖ Cumple con el útil objetivo de ser una presentación visual del estado de los esfuerzos en un punto.

El círculo de Mohr es una ingeniosa representación gráfica de las ecuaciones de transformación de esfuerzo plano:

$$\sigma_n = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) \cos 2\theta + \tau_{xy} \operatorname{sen} 2\theta$$

Y

(1-6)

$$\tau = -\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \text{Sen } 2\theta + \tau_{xy} \text{Cos } 2\theta$$

Donde:

σ_n = esfuerzo normal en un plano orientado arbitrariamente

τ = esfuerzo cortante en un plano orientado arbitrariamente

θ = ángulo arbitrario de orientación en sentido inverso a las manecillas del reloj, partiendo desde el eje X de coordenadas cartesianas

σ_x = esfuerzo normal X, orientado en el eje X del plano

σ_y = esfuerzo normal Y, orientado en el eje Y del plano

Permite una fácil visualización del esfuerzo normal y el esfuerzo cortante en planos arbitrarios, y facilita en gran medida la solución de problemas de esfuerzo plano.

La deducción del círculo de Mohr se inicia escribiendo las ecuaciones (1-6) en la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \sigma_n - \sigma_{prom} &= \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \text{Cos } 2\theta + \tau_{xy} \text{Sen } 2\theta \\ \tau_{nt} &= -\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \text{Sen } 2\theta + \tau_{xy} \text{Cos } 2\theta \end{aligned} \quad (1-7)$$

Se elevan al cuadrado ambos lados de ellas y se suman los cuadrados que resultan. El resultado es:

$$(\sigma_n - \sigma_{prom})^2 + \tau_m^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2$$

O sea

$$(\sigma_n - \sigma_{prom})^2 + \tau_m^2 = R^2 \quad (1-8)$$

Es la ecuación de un círculo en coordenadas (σ, τ) , con centro $(\sigma_{prom}, 0)$ y radio R . Las ecuaciones (1-6) de transformación de esfuerzo plano tan sólo son las ecuaciones paramétricas de un círculo, con parámetro θ y con las coordenadas del punto N en el círculo que representan el esfuerzo normal σ_n y el esfuerzo cortante τ_{nt} , sobre el plano n , con la orientación $\theta \approx \theta_{xn}$.

En la Figura 1-6 se observa las propiedades del círculo.

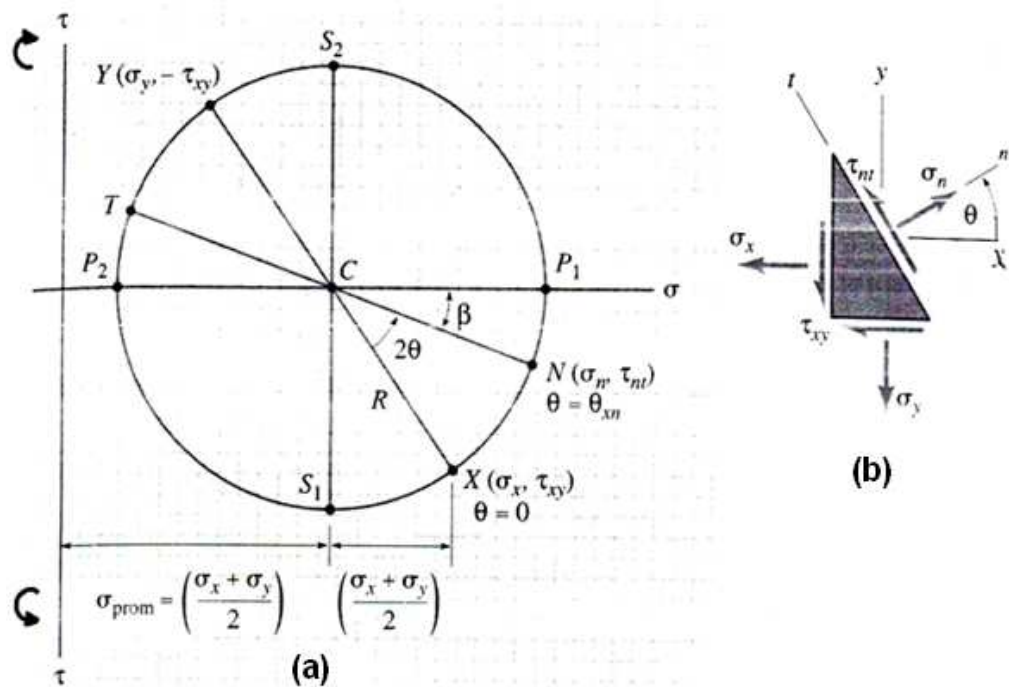


Figura 1-6. Propiedades del círculo de Mohr para esfuerzo plano

El círculo de Mohr se traza en un conjunto de ejes rectilíneos, donde el eje horizontal o de las abscisas representa el esfuerzo normal σ y el eje vertical, el de las ordenadas, representa el esfuerzo cortante τ . Hay que observar que *el eje de τ positivo es hacia abajo*.

El ángulo $\theta \approx \theta_{xn}$, se mide en *sentido inverso al movimiento de las manecillas del reloj* desde el eje x hacia el eje n sobre el cuerpo sometido a esfuerzo plano.

Respectivamente, un ángulo $2\theta \approx 2\theta_{xn}$ se mide en *sentido inverso al movimiento de las manecillas del reloj*. Cada punto del círculo de Mohr corresponde a los esfuerzos

σ y τ sobre una cara particular; para el punto genérico **N** los esfuerzos son (σ_n, τ_{nt}) . Para subrayar lo anterior, se *representarán los puntos en un círculo igual a la cara representada por ese punto*, pero el punto en el círculo de Mohr tendrá la letra mayúscula. La cara **x** se representa por el punto **X** del círculo; la cara **n** se representa por medio del punto **N** del círculo, y así sucesivamente con el resto de elementos.

Cuando se grafican los esfuerzos cortantes en el círculo de Mohr, en la Figura 1-6, los subíndices de esfuerzo cortante (nt), indican que *el esfuerzo cortante sobre una cara se gráfica como positivo (es decir, hacia abajo)*, ya que los subíndices indican la dirección en la que gira la cara del elemento es decir en sentido inverso al movimiento de las manecillas del reloj. Al revés, el esfuerzo cortante sobre una cara se representa como negativo (es decir, hacia arriba) si tiende a girar al elemento de esfuerzo en sentido del movimiento de las manecillas del reloj y en este caso los subíndices serán t, n. Figura 1-7.

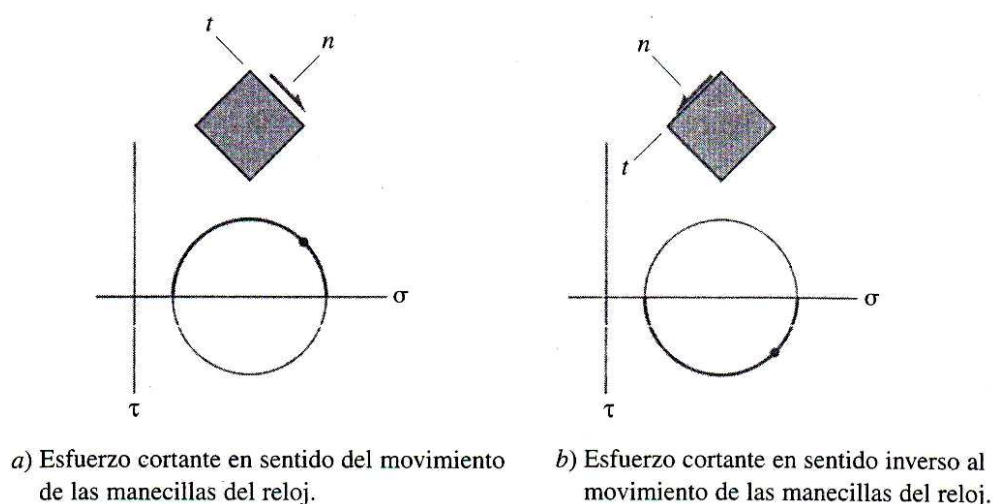


Figura 1-7. Convención de signos del esfuerzo cortante para el círculo de Mohr

Las ecuaciones (1-9) y (1-10) son consecuencia directa de la trigonometría en el círculo de la Figura 1-6.

$$\sigma_n = \sigma_{prom} + R * \cos\beta, \quad \tau_{nt} = R * \sin\beta \quad (1-9)$$

Y

$$\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = R * \cos(2\theta + \beta), \quad \tau_{xy} = R * \sin(2\theta + \beta) \quad (1-10)$$

El ángulo β de la Figura 1-6, facilita la siguiente deducción. Las identidades trigonométricas del coseno y el seno de la suma de dos ángulos son

$$\cos(\alpha + \beta) = \cos\alpha * \cos\beta - \sin\alpha * \sin\beta \quad (1-11)$$

$$\sin(\alpha + \beta) = \sin\alpha * \cos\beta + \cos\alpha * \sin\beta$$

Si $\alpha = 2\theta$, la ecuación (1-10) se pueden escribir en la forma

$$\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = R(\cos 2\theta * \cos\beta - \sin 2\theta * \sin\beta) \quad (1-12a)$$

$$\tau_{xy} = R(\sin 2\theta * \cos\beta + \cos 2\theta * \sin\beta) \quad (1-12b)$$

Si se multiplica la ecuación (1-12a) por $\cos 2\theta$ y la ecuación (1-12b) por $\sin 2\theta$ y se suman las ecuaciones que resultan se obtiene

$$\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) * \cos 2\theta + \tau_{xy} * \sin 2\theta = R * \cos\beta \quad (1-13)$$

Y combinando la anterior ecuación con la ecuación (1-9a) se llega a ecuación de transformación de esfuerzo plano.

$$\sigma_n = \sigma_{prom} + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (1-6a)$$

De la misma forma la ecuación (1-12a) se multiplica por $\sin 2\theta$ y la ecuación (1-12b) por $\cos 2\theta$ y se resta la segunda de la primera. El resultado es

$$-\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \text{Sen } 2\theta + \tau_{xy} \text{Cos } 2\theta = R \text{ Sen } \beta \quad (1-14)$$

Pero de acuerdo con la ecuación (1-9b), esta se puede escribir como sigue:

$$\tau_m = -\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \text{Sen } 2\theta + \tau_{xy} \text{Cos } 2\theta \quad (1-6b)$$

Se ha demostrado que las ecuaciones de transformación de esfuerzo (1-6) no son más que las ecuaciones paramétricas de un círculo en coordenadas (σ, τ) .

Se ha establecido que el círculo de Mohr de esfuerzos es una representación gráfica de las ecuaciones de transformación del esfuerzo plano.

1.6.1. Propiedades del círculo de Mohr

Se analizarán otras propiedades que se pueden deducir fácilmente a partir del círculo de Mohr. De acuerdo con la Figura 1-6, se puede deducir lo siguiente:

- ❖ El centro del círculo de Mohr se encuentra en el eje σ en $(\sigma_{prom}, 0)$.
- ❖ El radio del círculo se determina aplicando el teorema de Pitágoras al triángulo cuyos catetos son:

$$\tau_{xy} \text{ y } \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right), \text{ y el resultado es } R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

- ❖ Dos planos que forman 90° en el cuerpo físico se representan por los dos puntos extremos de un diámetro, como los puntos **X** y **Y**, o **P₁** y **P₂**, en la Figura 1-6.
- ❖ Si para ir de la cara (**a**) a la cara (**b**) de un cuerpo físico se debe describir un ángulo θ_{ab} , se debe describir el ángulo $2\theta_{ab}$ en el círculo de Mohr en la misma dirección, para ir del punto **A** al punto **B**. La Figura 1-8, ilustra esta

propiedad de la convención de signos para el círculo de Mohr. En las ecuaciones, un ángulo positivo siempre es en sentido inverso al movimiento de las manecillas del reloj.

- ❖ Los planos principales están representados por los puntos P_1 y P_2 en la intersección del ciclo de Mohr con el eje σ , Figura 6a. Los esfuerzos principales correspondientes son $\sigma_1 = \sigma_{prom} + R$, y $\sigma_2 = \sigma_{prom} - R$.
- ❖ Los planos de esfuerzo cortante máximo están representados por los puntos S_1 y S_2 que están abajo y arriba del centro del círculo de Mohr (Figura 1-6). Los esfuerzos correspondientes son: (σ_{prom}, R) sobre la cara S_1 y $(\sigma_{prom}, -R)$ sobre la cara S_2 .
- ❖ Como los esfuerzos sobre los planos ortogonales n y t representados en la Figura 1-6b, están representados por los puntos en cada extremo del diámetro del círculo de Mohr como N y T , Figura 1-6a.

$$\sigma_n + \sigma_t = \sigma_x + \sigma_y$$

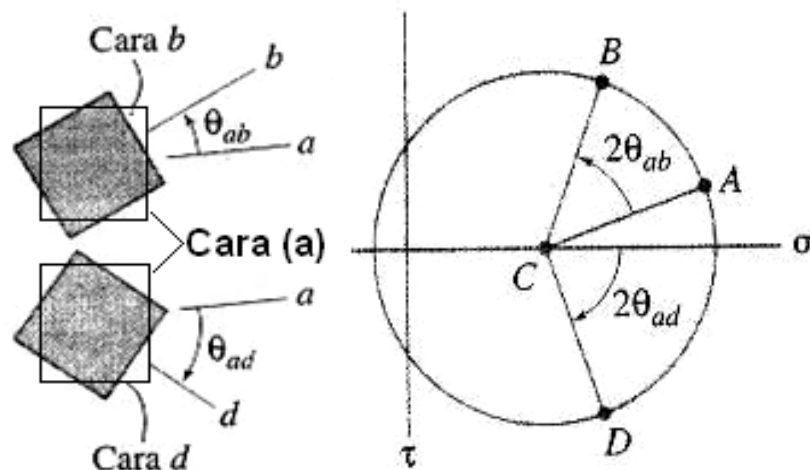


Figura 1-8. Ángulos consistentes

1.6.2. Procedimiento para trazar y usar el círculo de Mohr de esfuerzos

Para resolver problemas de esfuerzos planos, como la determinación de los esfuerzos sobre una cara particular o para determinar esfuerzos principales y esfuerzos cortantes máximos en el plano, se sugiere emplear el siguiente procedimiento.

1.6.2.1. Trazo del círculo de Mohr

- ❖ Establecer un conjunto de ejes (σ , τ), con la misma escala en ambos ejes. Hay que recordar que el eje $+\tau$ apunta hacia abajo. Se aconseja usar papel milimétrico. Emplear una escala que produzca un círculo de tamaño razonable.
- ❖ Con datos σ_x , σ_y y τ_{xy} que se puedan determinar a partir de un elemento dado de esfuerzos, ubicar el punto **X** cuyas coordenadas son (σ_x, τ_{xy}) y el punto **Y** cuyas coordenadas son $(\sigma_y, -\tau_{xy})$.
- ❖ Unir los puntos **X** y **Y** con una recta y ubicar el centro del círculo, donde esa recta cruza al eje σ en $(\sigma_{\text{prom}}, 0)$.
- ❖ Trazar un círculo con centro en $(\sigma_{\text{prom}}, 0)$ que pase por los puntos **X** y **Y**. Usar compás para trazarlo.

1.6.2.2. Cálculo de la información requerida

- ❖ Trazar el triángulo con catetos

$$\tau_{xy} \text{ y } \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right), \text{ y calcular } R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

- ❖ Si se requieren los esfuerzos sobre una cara particular, se dice la cara **n**, ubicar el punto **N** en el círculo, girando un ángulo 2θ en sentido inverso al movimiento de las manecillas del reloj (o en el sentido del movimiento de las

manecillas del reloj) sobre el círculo, que corresponda a un ángulo θ inverso al movimiento de las manecillas del reloj (o en el sentido del movimiento de las manecillas del reloj) desde alguna cara de referencia en el elemento de esfuerzos. Usar la trigonometría para calcular σ_n y τ_{nt} .

- ❖ Si se piden los esfuerzos principales, aplicar $\sigma_1 = \sigma_{prom} + R$,
 $\sigma_2 = \sigma_{prom} - R$, para calcular dichos esfuerzos principales

1.7. Recipientes de presión de pared delgada

Existen varios tipos de recipientes, tuberías y tanques, cilindros hidráulicos, una cámara de rueda de automóvil, una pelota de basquetbol o de fútbol americano, son algunos de los objetos que generalmente pueden entrar en la categoría de *recipientes de presión*. La presión interna produce esfuerzos de tracción en las paredes de cada uno de estos "recipientes". Aquí interesa el análisis de un cilindro de pared delgada y la determinación de los esfuerzos en sus paredes.

Los esfuerzos en las paredes de los recipientes sujetos a presión interna varían de acuerdo con el grueso de la pared, desde un máximo en la superficie interior a un mínimo en la superficie, exterior.

No obstante, si la pared es delgada en comparación con el radio principal de curvatura, en una relación de 1:10 o menos, los esfuerzos pueden suponerse distribuidos uniformemente en todo el espesor de la pared. Este "término medio" de los esfuerzos da como resultado un error muy pequeño para las relaciones espesor a radio, tal vez menos de 4%. Sin embargo, la simplificación del cálculo del esfuerzo, como resultado de esta suposición, es apreciable. Esta será la suposición que se usará para determinar los esfuerzos en las paredes del cilindro de pared delgada.

Dos tipos de superficies curvas se consideran aquí: (a) la curvatura en una sola dirección, y (b) la curvatura en dos direcciones.

A pesar de que (a) es realmente un caso especial de (b) se considerará separadamente.

1.7.1. Curvatura de la superficie en una sola dirección

Un tubo de pared delgada o un tanque cilíndrico pueden ser tomados como ejemplos comunes de recipientes cuyas paredes tienen sólo una curvatura. La Figura 1-9a, muestra un tanque cilíndrico cerrado sometido a una presión interna P , kilogramos por centímetro cuadrado.

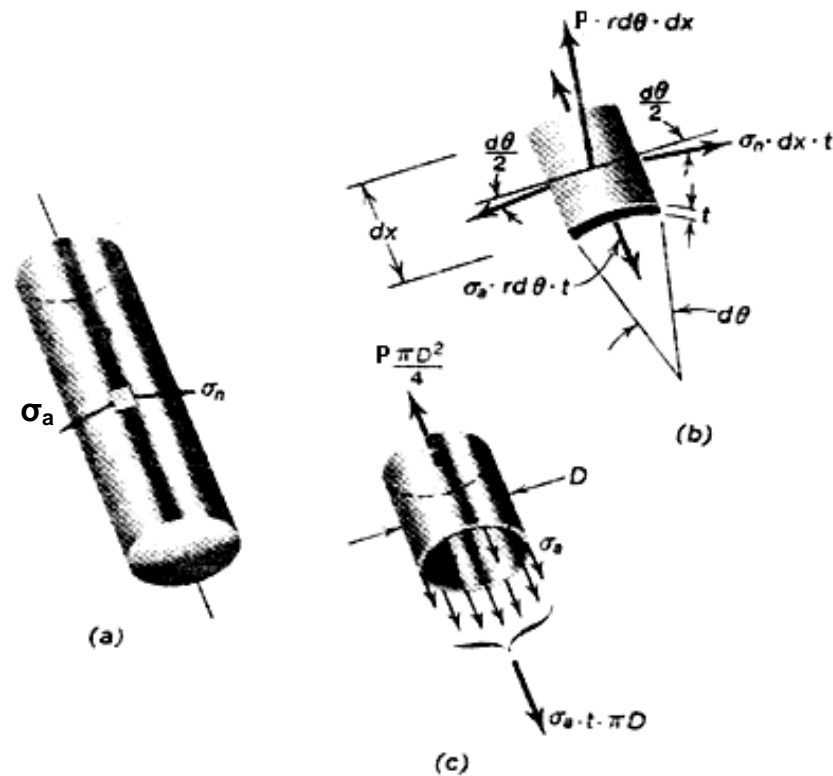


Figura 1-9. Componentes de esfuerzo en un cilindro

En un elemento de la pared, como indica la Figura 1-9, existe un esfuerzo circunferencial σ_c y un esfuerzo longitudinal σ_l .

La presión resultante en el elemento aislado en la Figura 1-9b. Es $P \cdot r \cdot d\theta \cdot dx$. Debido a que σ_l no tiene componente en esta dirección, la presión resultante tiene que ser soportada por las componentes de las fuerzas anulares representadas por $\sigma_c \cdot dx \cdot t$.

$$\sum F_a = 0 : \quad P \cdot r \cdot d\theta \cdot dx = 2 \left(\sigma_c \cdot dx \cdot t \cdot \text{Sen} \frac{d\theta}{2} \right)$$

Debido a que $\text{Sen } d\theta/2$ se aproxima a $d\theta/2$ para ángulos pequeños, la expresión anterior puede escribirse de la manera siguiente:

$$P * r d\theta * dx = 2 \left(\sigma_c * dx * t * \frac{d\theta}{2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo circunferencial es

$$\sigma_c = \frac{P * r}{t} \quad (1-15)$$

Donde:

σ_c = tensión circunferencial

P= presión interna

r = radio interno del cilindro

t = espesor de pared del cilindro

Para determinar el esfuerzo longitudinal σ_l aislemos la porción del recipiente indicada en la Figura 1-9c. La presión resultante en la dirección axial, $P[\pi D^2/4]$, tiene que ser soportada por las fuerzas en la pared del cilindro, $\sigma_l * t * \pi D$; esto es,

$$P \frac{\pi D^2}{4} = \sigma_l * t * \pi D$$

Sustituyendo $r = D/2$, el esfuerzo longitudinal es

$$\sigma_l = \frac{P * r}{2t} \quad (1-16)$$

Donde:

σ_l = tensión longitudinal

P= presión interna

r = radio interno del cilindro

t = espesor de la pared del cilindro

Comparando las ecuaciones. (1-15) y (1-16) se puede observar que el *esfuerzo longitudinal es sólo la mitad del esfuerzo circunferencial*. La ecuación. (1-16) es válida solamente para cilindros circulares.

1.7.2. Curvatura de la superficie en dos direcciones

Se considera un recipiente, tal vez con forma de pelota de fútbol americano como se ha mencionado antes. Los esfuerzos en las dos direcciones de la curvatura se representan por σ_1 y σ_2 , como se indica en la Figura 1-10.

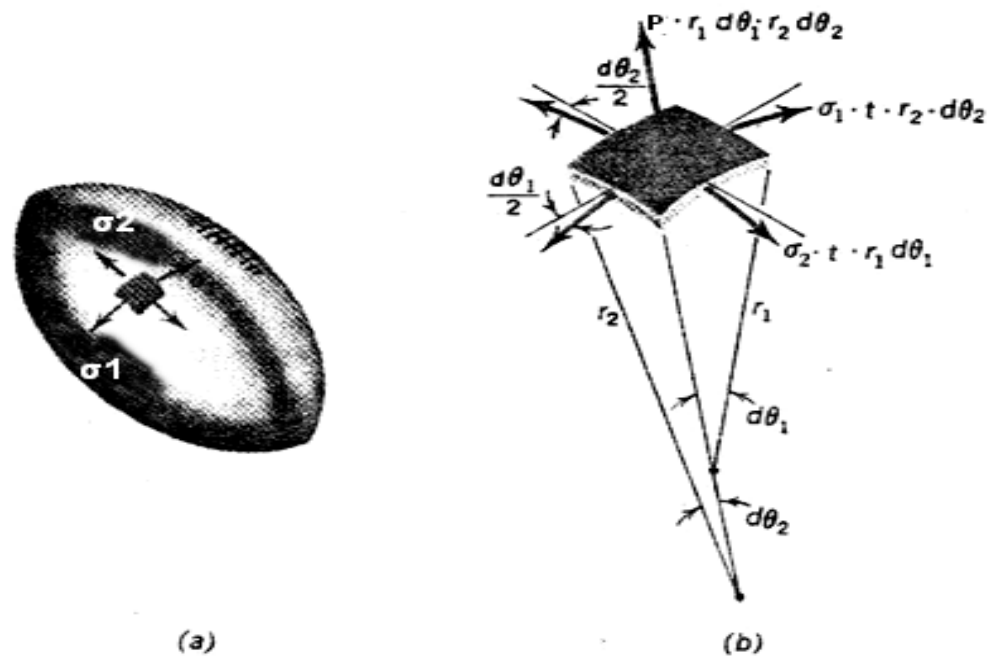


Figura 1- 10. Componentes de esfuerzo en dos direcciones

Las longitudes de los lados del elemento son $r_1 \cdot d\theta_1$ y $r_2 \cdot d\theta_2$. Por lo tanto, la presión resultante $P \cdot r_1 d\theta_1 \cdot r_2 d\theta_2$, normal a la superficie del elemento, tiene que ser soportada por las componentes de las fuerzas paralelas a la normal; como se indica en la Figura 1-10b y esto es,

$$P \cdot r_1 d\theta_1 \cdot r_2 d\theta_2 = 2 \left(\sigma_1 \cdot t \cdot r_2 d\theta_2 \cdot \text{Sen} \frac{d\theta_1}{2} \right) + 2 \left(\sigma_2 \cdot t \cdot r_1 d\theta_1 \cdot \text{Sen} \frac{d\theta_2}{2} \right)$$

Y debido a que $\text{Sen } d\theta/2 \approx d\theta/2$, para ángulos pequeños,

$$P \cdot r_1 d\theta_1 \cdot r_2 d\theta_2 = \sigma_1 \cdot t \cdot r_2 d\theta_2 \cdot d\theta_1 + \sigma_2 \cdot t \cdot r_1 d\theta_1 \cdot d\theta_2$$

En donde $P \cdot r_1 \cdot r_2 = \sigma_1 \cdot t \cdot r_2 + \sigma_2 \cdot t \cdot r_1$. Dividiendo ambos miembros entre $r_1 \cdot r_2 \cdot t$.

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{P}{t} \quad (1-17)$$

La ecuación. (1-17) se convierte en la ecuación. (1-15) cuando el recipiente de presión es cilíndrico, y por lo tanto uno de los radios en la ecuación (1-17) es infinitamente largo.

CAPITULO II

DISEÑO DEL SISTEMA

2.1. Criterios de diseño

El sistema que se va a construir debe cumplir ciertos requerimientos con el fin de que su diseño pueda ser aceptado completamente y para lograr que las funciones que cumpla cada elemento componente del sistema no interfiera en los resultados que se obtengan en el ensayo.

2.1.1. Resistencia

Es la capacidad de un material para soportar cargas. En este caso se busca que los elementos diseñados puedan resistir la presión máxima del sistema de 250 psi.

2.1.2. Funcionalidad

Este criterio de diseño se aplica de acuerdo a las limitaciones geométricas que presenta la máquina. Se debe considerar, a más de los criterios anteriormente señalados, un criterio de funcionalidad con el cual se brindará una mejor apariencia de los accesorios considerando las limitaciones que tiene la máquina en cuanto a construcción, montaje y práctica del ensayo.

2.2. Alternativas en selección de materiales

La selección de materiales para la construcción y posterior análisis del comportamiento de los accesorios respecto a los esfuerzos a los que son sometidos en un análisis de deformaciones, debe basarse en los parámetros y exigencias que requiere el sistema.

Como los accesorios a diseñarse van a soportar esfuerzos mínimos, el material más apropiado para su construcción se basa a un análisis de acuerdo a las características, propiedades y precio de los diferentes tipos de materiales; se han escogido diferentes

para los distintos elementos del sistema Tabla 2-1, que se describen en forma individual mas adelante. Estos materiales presentan ciertas características específicas para poder ser seleccionados, entre ellas, las propiedades mecánicas como, resistencia a la tracción, esfuerzo de fluencia, dureza, elongación y reducción de área.

Para el diseño o compra de accesorios se considerará los materiales existentes en el mercado nacional.

Tabla 2-1. Materiales utilizados en los elementos con proceso de mecanizado.

ELEMENTO	MATERIAL					
	ACERO AISI 1018	ACERO INOXIDABLE	ALUMINIO	TUBO DE ALUMINIO	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO	PLACA
BASE					x	x
SOPORTES	x					
HUSILLO ROSCADO	x					
TIRANTES		x				
TAPAS			x			
ÉMBOLO MÓVIL			x			
PROBETA (CILINDRO DE ALUMINIO)				x		

2.2.1. Acero AISI-1018

Es un acero para cementación no aleado para piezas pequeñas exigidas principalmente al desgaste, donde la tenacidad del núcleo no sea importante. Con buena soldabilidad. Y con propiedades mecánicas que se muestran en la tabla 2-2.

Tabla 2-2. Propiedades mecánicas del acero AISI-1018.

Resistencia a la tensión	410 - 520 N/mm ²
Esfuerzo de fluencia	235 N/mm ²
Elongación	20 %
Reducción de área	57 %
Dureza	143 HB

Aplicaciones: Donde se requiere aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad como por ejemplo, pernos y tuercas, piezas de maquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

2.2.2. Acero inoxidable

Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo. Muy apropiado para embutir. Fácil mecanizado. Y con propiedades mecánicas que se muestran en la tabla 2-3.

Tabla 2-3. Propiedades mecánicas del acero inoxidable.

Resistencia a la tensión	586 N/mm ²
Esfuerzo de fluencia	276 N/mm ²
Elongación	60 %
Reducción de área	65 - 70 %
Dureza	150 HB

Aplicaciones: En las industrias alimenticias tales como la cervecera, lechera, azucarera, camaronera, donde las normas exigen el uso de acero inoxidable. Fabricas de jabones, ceras y grasas comestibles. Utensilios domésticos y de hotelería. Industria farmacéutica. Para elementos que exigen una resistencia a la temperatura hasta 600 °C.

2.2.3. Aluminio de alta resistencia

Aluminio aleado de alta resistencia, suministrado con tratamiento térmico, máximo alivio de tensiones y excelente estabilidad dimensional. Excelente maquinabilidad, bajo peso que es aproximadamente 1/3 del acero, alta conductividad térmica, buena estabilidad garantizando mínimas deformaciones durante y después del maquinado, buena resistencia a la corrosión y susceptible de tratamientos superficiales como anodizado, cromado o niquelado, para incrementar la dureza, resistencia al desgaste y a la corrosión. Y con propiedades mecánicas que se muestran en la tabla 2-4.

Tabla 2-4. Propiedades mecánicas del aluminio de alta resistencia.

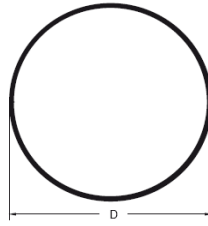
Densidad	2830 Kg/m ³
Resistencia a la tensión	71500 N/mm ²
Dureza	146 – 180 Brinell
Calor específico	890 J/Kg °C
Conductividad térmica	165 W/m °C

Aplicaciones: Las aplicaciones generales del aluminio de alta resistencia es el moldeado por soplado, en vacío, de espuma, de caucho e inyección de termoplásticos.

2.2.4. Tubo de aluminio

Tubo de aluminio producido por extrusión con un solo hueco cerrado, de sección transversal constante en toda su longitud. Sus características de referencia se describen en la tabla 2-5. Y con propiedades mecánicas que se muestran en la tabla 2-6.

Tabla 2-5. Características de referencia.



Diámetro (D)	101.6 mm
Espesor	2 mm
Presión máxima	404.04 Psi
Peso	1.085 Kg/m
Referencia	1167 (Cedal)

Tabla 2-6. Propiedades mecánicas del tubo de aluminio

Resistencia a la tensión	12.9 – 16.7 Kg/mm ²
Esfuerzo de fluencia	6.2 – 8.8 Kg/mm ²
Elongación en 5 cm	14 %
Dureza	5 HWB

Aplicaciones: Se recomienda la utilización de aleaciones de aluminio en función de las necesidades, estas pueden ser aplicaciones arquitectónicas y decorativas tales como ventanas, puertas, muros cortinas, mamparas, ángulos, revestimientos, etc. Así como también en aplicaciones estructurales tales como estructuras, cuerdas, vigas, escaleras, malayos, etc.

2.2.5. Tubo estructural cuadrado

Tubería de acero estructural laminado en caliente negro o galvanizado. Y con especificaciones que se muestran en la tabla 2-7.

Tabla 2-7. Especificaciones del tubo de acero estructural cuadrado.

Especificaciones	
Calidad normal	JIS-G3132-SPHT-1
Norma de fabricación	ASTM A500
Acabado superficial	Negro o galvanizado
Longitud máxima	6 m
Espesor	1.5 – 5 mm

Aplicaciones: En maquinaria industrial, pasamanos, guarda choques, maquinaria para gimnasio, invernaderos, etc.

2.3. Diseño de elementos

2.3.1. Diseño de la base

Para el diseño de la base se considera el criterio de funcionalidad ya que al no soportar esfuerzos, más que su peso propio y el de los elementos que componen el sistema de análisis, el diseño se basa en la importancia de la geometría y las dimensiones. Por lo que a continuación solo se hace el cálculo para ver si la placa de la base no va a sufrir deformación alguna por el peso en conjunto de los elementos del analizador de deformaciones.

Las medidas generales de la base son de: 700 x 500 x 26 milímetros Figura 2-1, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.09.

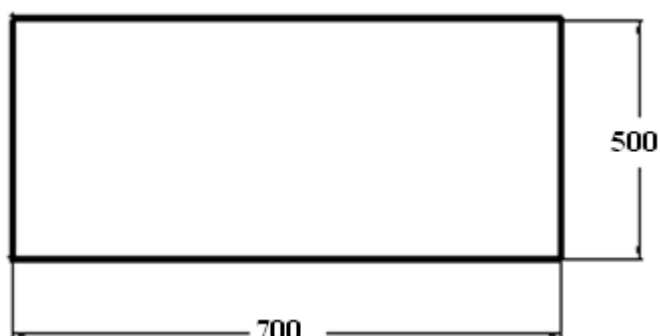


Figura 2-1. Base del analizador

❖ Cálculos del esfuerzo que soporta la base

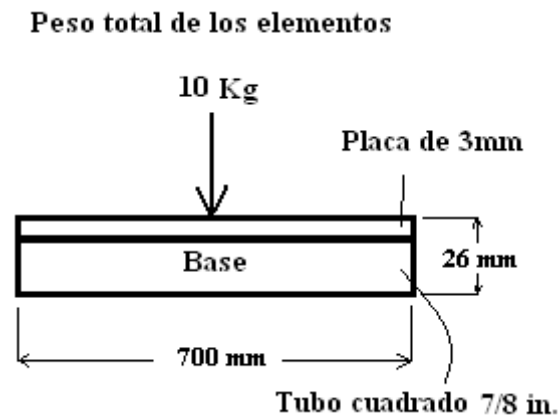


Figura 2-2. Fuerza actuante sobre la base

❖ La resistencia a la tensión de la placa de 3 mm Tabla 2-2, es de:

$$R_{(tension)} = 410 \frac{N}{mm^2}$$

Y se sabe que: $R_{(tension)} = \frac{F}{A}$

Área transversal de la placa:

$$A = 700mm \times 3mm$$

$$A = 2100 mm^2$$

Fuerza máxima que soporta la placa.

$$F_{(placa)} = R_{tension} * A_{placa}$$

$$F_{(placa)} = 410 \frac{N}{mm^2} * 2100 mm^2$$

$$F_{(placa)} = 861000 N$$

❖ *Peso que ejercen los elementos sobre la placa:*

$$W = 10 \text{ Kg} \quad \text{O} \quad W = 98 \text{ N}$$

Al comparar el peso o fuerza (W) que ejercen los elementos sobre la placa ($F_{\text{(placa)}}$), $W < F_{\text{(placa)}}$, por lo que la placa no fallara soportar el peso de los elementos que constituyen el analizador de deformaciones.

2.3.2. Diseño del soporte para el volante de desplazamiento

Para el diseño del soporte del volante de desplazamiento se considera el criterio de funcionalidad, se toma como referencia el mecanismo de sujeción que necesita el soporte a la base, para la cual se a calculado el diámetro de la perforación para los pernos, el borde lateral y el borde frontal, que se requieren en la parte transversal del soporte como se muestra a continuación.

❖ **Cálculos**

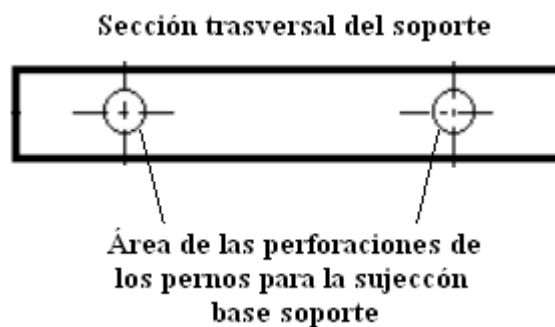


Figura 2-3. Perforaciones para la sujeción base soporte del volante

❖ *Elección de diámetros:*²

² LARBURU, Nicolás, *Maquinas prontuario*, 13ª Edición, Editorial Thomson-Paraninfo, España, 2004. Pág. 208.

Se recomienda:

$$d = \sqrt{0.3 * e} - 0.2 \text{ cm}$$

Donde:

d = diámetro en centímetros del tornillo

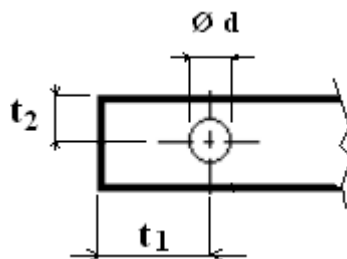
e = espesor menor en centímetros, de las piezas que forman la unión

$$d = \sqrt{0.3 * 3.3} - 0.2 \text{ cm}$$

$$d = 0.79 \text{ cm} \approx 8 \text{ mm}$$

Por lo que se escogió el perno M8 para la sujeción entre la base y el soporte.

❖ *Distancia de los bordes de la pieza a unir, es de:*³



Borde frontal: $t_1 \geq 2 \times d$;

$$t_{(F-\text{soporte})} = 34 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2 \times 8 \text{ mm}$$

$$t_1 = 16 \text{ mm}$$

Si se compara el (t_1) obtenido con la formula y la distancia designada en el soporte ($t_{(F-\text{soporte})}$), se observa que $t_{(F-\text{soporte})} \geq t_1$, por lo que se puede mantener la distancia designada previo al cálculo.

³ LARBURU, Nicolás, *Maquinas prontuario*, 13ª Edición, Editorial Thomson-Paraninfo, España, 2004. Pág. 208.

Borde lateral: $t_2 \geq d$;

$$t_{(L\text{-soporte})} = 11 \text{ mm}$$

$$t_2 = 8 \text{ mm}$$

Al comparar el (t_2) y la distancia designada en el soporte ($t_{(L\text{-soporte})}$), se observa que $t_{(L\text{-soporte})} \geq t_2$, por lo que se puede mantener la distancia designada previo al calculo.

Las medidas generales del soporte para el volante de desplazamiento es de: 148 x 148 x 22 milímetros Figura 2-4, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.02.

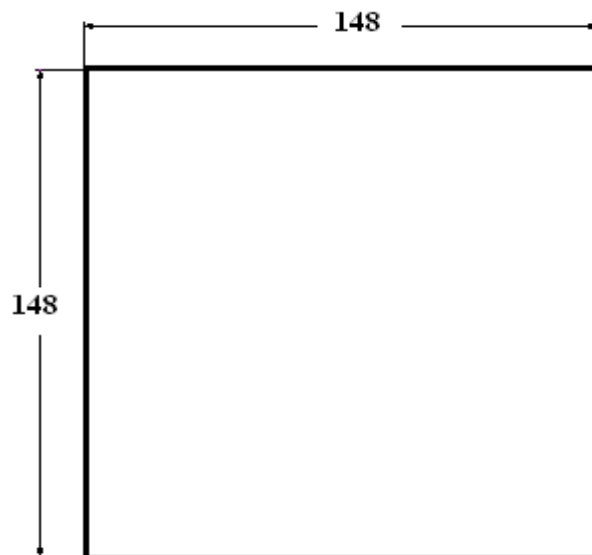


Figura 2-4. Soporte del volante de desplazamiento

2.3.3. Diseño del soporte del manómetro

Para el diseño del soporte del volante de desplazamiento se considera, el criterio de funcionalidad; se toma como referencia el mecanismo de sujeción que necesita el soporte a la base, para la cual se a calculado el diámetro de la perforación para los pernos, el borde lateral y el borde frontal, que se requieren en la parte transversal del soporte. Y el cálculo se muestra en el ítem anterior 2.3.2. Diseño del soporte del volante de desplazamiento de la presente tesis, ya que son soportes iguales.

Las medidas generales del soporte del manómetro son de: 148 x 148 x 22 milímetros
Figura 2-5, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.01.

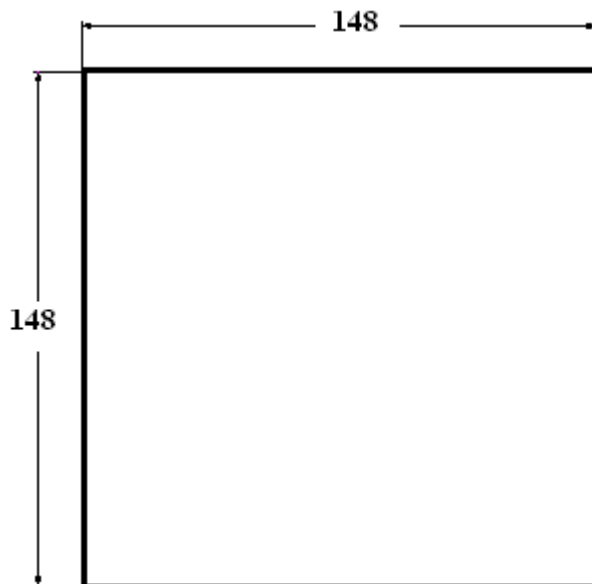


Figura 2-5. Soporte del manómetro

2.3.4. Diseño del cilindro de aluminio

En el diseño del cilindro se considera el criterio de resistencia, ya que el esfuerzo que soportará la pared del cilindro producido por la presión interna máxima de 250 psi que ejerce el aceite gracias a la bomba manual, a partir de lo cual, se hace un cálculo sencillo con las características de referencia del cilindro de aluminio Tabla 2-5, que consiste en comparar la presión máxima que soporta el cilindro y la presión máxima a la que se someterá al mismo en el ensayo y por otro lado con las propiedades mecánicas del cilindro Tabla 2-6, se comparara las presiones basadas en la resistencia a la tracción que soporta el cilindro frente a la presión máxima que producirá el aceite en el ensayo tal como se detalla a continuación:

❖ **Cálculos**

- ❖ *Comparación entre presiones de acuerdo a las características de referencia del cilindro Tabla 2-5:*

Presión máxima que soporta el tubo, $P_{(\text{cilindro})} = 404.04 \text{ psi}$

Presión máxima en el ensayo, $P_{(\text{ensayo})} = 250 \text{ psi}$

$$P_{(\text{cilindro})} > P_{(\text{ensayo})}$$

- ❖ *Comparación de presiones utilizando la resistencia a la tracción del cilindro Tabla 2-6:*

Resistencia del cilindro, $P_{(\text{cilindro})} = 12.9 \text{ Kg/mm}^2$ o $P_{(\text{cilindro})} = 18335.67 \text{ psi}$

Presión máxima en el ensayo, $P_{(\text{ensayo})} = 250 \text{ psi}$

$$P_{(\text{cilindro})} > P_{(\text{ensayo})}.$$

Al ver estos cálculos el cilindro de aluminio es favorable para realizar el ensayo sin que exista ningún tipo de rotura al momento de someterle a una presión máxima de ensayo 250 psi.

Las medidas generales del cilindro de aluminio son de: Ø 101.6 x 350 x 2 milímetros
Figura 2-6, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.07.

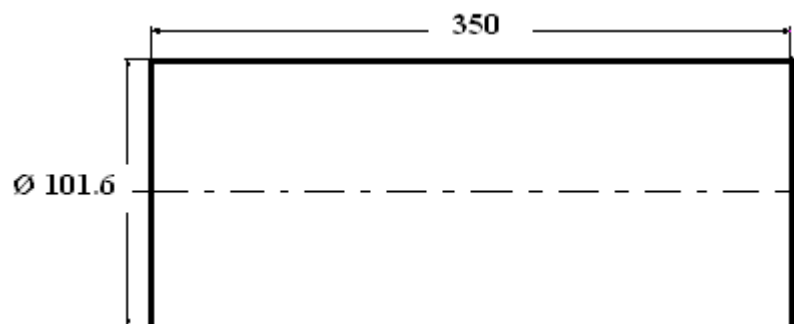


Figura 2-6. Cilindro de aluminio

2.3.5. Diseño de los tirantes

Para el diseño de los tirantes se considera el criterio de resistencia y se toma en consideración el esfuerzo que soportaran las áreas roscadas que tendrán los tirantes en sus extremos, para la sujeción, que soportaran el esfuerzo gracias a la presión interna máxima de 250 psi que ejercerá el aceite en las tapas y estas a su vez transmiten a los soportes y estos soportes a los tirantes. A continuación se hace un análisis de estos esfuerzos.

❖ Cálculos

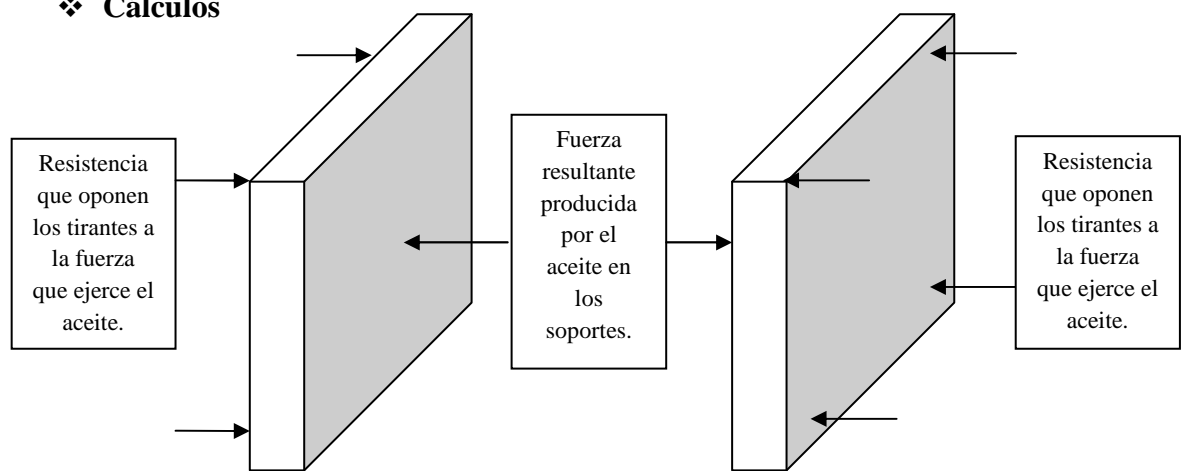


Figura 2-7. Fuerzas producidas por el aceite en los soportes

❖ *Presión interna máxima del aceite 250 Psi, y se sabe que:*

$$P = \frac{F}{A}$$

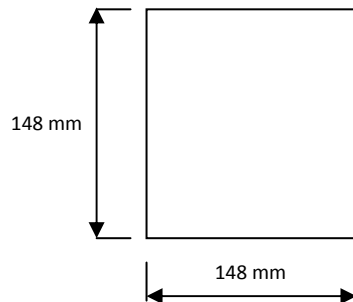
Donde:

P = Presión máxima del aceite

F = Fuerza resultante producida por el aceite en los soportes

A = Área de los soportes

Área de los soportes:



$$A = l * l$$

$$A = 148mm * 148mm$$

$$A = 21904mm^2$$

$$A = 33.95in^2$$

Fuerza resultante del aceite sobre el soporte.

$$F_{(aceite)} = P * A_{soporte}$$

$$F_{(aceite)} = 250 \frac{lbf}{in^2} * 33.95 in^2$$

$$F_{(aceite)} = 8487.5 lbf$$

Esta fuerza del aceite se divide para los cuatro tirantes.

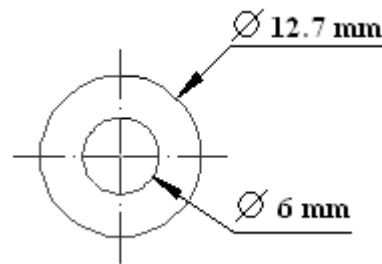
$$F_{(aceite)} = \frac{8487.5 lbf}{4}$$

$$F_{(aceite)} = 2121.875 lbf ; \text{ Esta es la fuerza que deberá soportar cada tirante.}$$

- ❖ La resistencia a la tensión de la barra de acero inoxidable AISI 304 de 1/2" de diámetro Tabla 2-3, es de:

$$R_{(tension)} = 586 \frac{N}{mm^2} \quad \text{O} \quad R_{(tension)} = 84958 Psi$$

Área de los tirantes:



$$A = \frac{\pi * (d_o^2 - d_i^2)}{4}$$

$$A = \frac{\pi [(12\text{ mm})^2 - (6\text{ mm})^2]}{4}$$

$$A = 98.403\text{ mm}^2$$

$$A = 0.153\text{ in}^2$$

Fuerza máxima que soportaran los tirantes.

$$F_{(\text{tirante})} = R_{\text{tension}} * A_{\text{tirante}}$$

$$F_{(\text{tirante})} = 84958 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} * 0.153\text{ in}^2$$

$$F_{(\text{tirante})} = 12961.36\text{ lbf}$$

Al comparar la fuerza del aceite $F_{(\text{aceite})} = 2180.23\text{ lbf}$, que ejerce sobre los tirantes y la fuerza que resisten los tirantes $F_{(\text{tirante})} = 12961.36\text{ lbf}$; se observa que: $F_{(\text{aceite})} < F_{(\text{tirante})}$, por lo tanto se escoge la barra de acero inoxidable de ½” de diámetro, como favorable para el diseño de los tirantes.

Las medidas generales de los tirantes son: Ø 12.7 x 380 milímetros Figura 2-8, y el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.06.

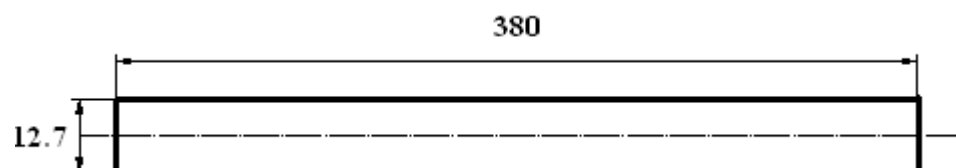


Figura 2-8. Tirantes

2.3.6. Diseño de la tapa del émbolo de desplazamiento

En el diseño de la tapa del émbolo de desplazamiento se considera el criterio de funcionalidad ya que esta no está sometida a ningún esfuerzo y se toma en consideración la sección cilíndrica de la probeta siendo de mucha importancia esta geometría porque estos dos elementos deberán ensamblarse con precisión para que la probeta no se mueva al momento del ensayo. Y se considera calcular la sección que soportará el peso de la probeta y aceite en conjunto tal como se muestra a continuación.

❖ Cálculos

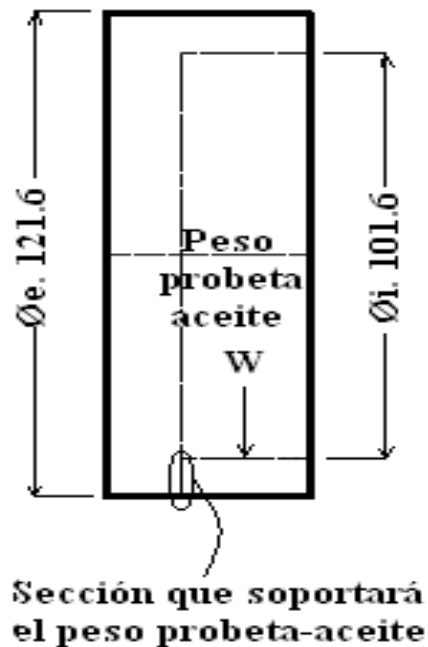


Figura 2-9. Fuerza actuante del aceite y probeta, sobre la tapa del émbolo

❖ *Peso del aceite, y se sabe que:*

Densidad (ζ) = masa/volumen

Densidad del aceite (ζ) = 852 Kg/m³

Volumen del aceite (V):

$$V = 2 * \pi * r^2 * l$$

$$V = 2 * \pi * (48.5)^2 * 300$$

$$V = 4433886.79 \text{ mm}^3$$

$$V = 1.17 \text{ gal.}$$

Masa del aceite:

$$m_{(aceite)} = \zeta * V$$

$$m_{(aceite)} = 852 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.004433 \text{ m}^3$$

$$m_{(aceite)} = 3.77 \text{ Kg}$$

Peso del aceite.

$$W_{(aceite)} = m * g ;$$

g = gravedad

$$W_{(aceite)} = 3.77 \text{ Kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{(aceite)} = 37.02 \text{ N}$$

❖ *Peso de la probeta de aluminio:*

$$W_{probeta} = 0.227 \text{ Kg} \quad \text{O} \quad W_{probeta} = 2.23 \text{ N}$$

Se suman el peso del aceite y el peso de la probeta y se obtiene el peso total.

$$W_{total} = W_{aceite} + W_{probeta}$$

$$W_{total} = 37.02 \text{ N} + 2.23 \text{ N}$$

$$W_{total} = 39.25 \text{ N}$$

❖ La resistencia a la tensión del aluminio de alta resistencia Tabla 2-4, es de:

$$R_{(tension)} = 71500 \frac{N}{mm^2}$$

Y se sabe que: $R_{(tension)} = \frac{F}{A}$

Área que soporta el peso aceite-probeta:

$$A = \pi * (re^2 - ri^2)$$

$$A = \pi * (60.8^2 - 50.8^2)$$

$$A = 3506.03 \text{ mm}^2$$

Fuerza máxima que soporta la sección.

$$F_{(sección)} = R_{tension} * A_{sección \text{ de aluminio}}$$

$$F_{(sección)} = 71500 \frac{N}{mm^2} * 3506.03 \text{ mm}^2$$

$$F_{(sección)} = 250681145 \text{ N}$$

Al comparar el peso total del aceite-probeta $W_{(Total)}$ con la fuerza máxima que soporta la sección de aluminio de la tapa $F_{(sección)}$, se observa que: $W_{(Total)} < F_{(sección)}$, por lo que la sección en mención no sufrirá ningún tipo de deformación.

Las medidas generales de la tapa del émbolo de desplazamiento son: Ø 121 x 40 milímetros Figura 2-10, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.04.

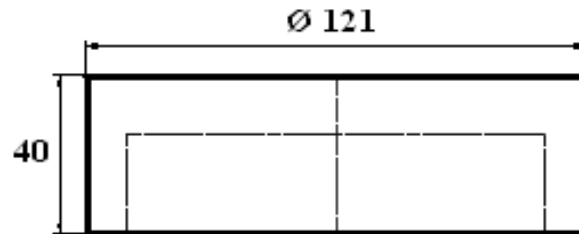


Figura 2-10. Tapa del émbolo de desplazamiento

2.3.7. Diseño de la tapa de entrada de aceite

En el diseño de la tapa de entrada de aceite se considera el criterio de funcionalidad ya que esta al igual que la tapa del émbolo de desplazamiento no está sometida a ningún esfuerzo y se toma en consideración la sección cilíndrica de la probeta siendo de mucha importancia esta geometría porque estos dos elementos deberán ensamblarse con precisión para que la probeta no se mueva al momento del ensayo. Y se considera calcular la sección que soporta el peso de la probeta y aceite, en conjunto tal como se muestra a continuación.

❖ Cálculos

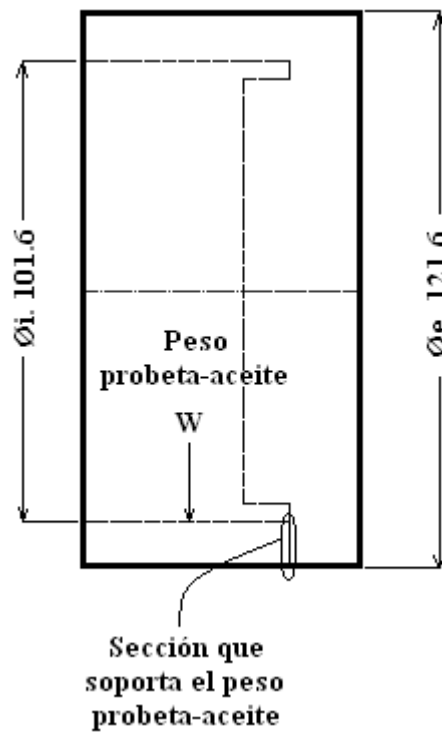


Figura 2-11. Fuerza actuante de la probeta y aceite sobre la tapa de entrada de aceite

❖ *Peso del aceite, y se sabe que:*

Densidad (ζ) = masa/volumen

Densidad del aceite (ζ) = 852 Kg/m³

Volumen del aceite (V):

$$V = 2 * \pi * r^2 * l$$

$$V = 2 * \pi * (48.5)^2 * 300$$

$$V = 4433886.79 \text{ mm}^3$$

$$V = 1.17 \text{ gal.}$$

Masa del aceite:

$$m_{(aceite)} = \zeta * V$$

$$m_{(aceite)} = 852 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.004433 \text{m}^3$$

$$m_{(aceite)} = 3.77 \text{ Kg}$$

Peso del aceite.

$$W_{(aceite)} = m * g ; \quad g = \text{gravedad}$$

$$W_{(aceite)} = 3.77 \text{ Kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{(aceite)} = 37.02 \text{ N}$$

❖ *Peso de la probeta de aluminio:*

$$W_{probeta} = 0.227 \text{ Kg} \quad \text{O} \quad W_{probeta} = 2.23 \text{ N}$$

Se suman el peso del aceite y el peso de la probeta y se obtiene el peso total.

$$W_{total} = W_{aceite} + W_{probeta}$$

$$W_{total} = 37.02 \text{ N} + 2.23 \text{ N}$$

$$W_{total} = 39.25 \text{ N}$$

❖ *La resistencia a la tensión del aluminio de alta resistencia Tabla 2-4, es de:*

$$R_{(tension)} = 71500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Y se sabe que: $R_{(tension)} = \frac{F}{A}$

Área que soporta el peso aceite-probeta:

$$A = 45\text{mm} \times 10\text{mm}$$

$$A = 450\text{ mm}^2$$

Fuerza máxima que soporta la sección.

$$F_{(sección)} = R_{tension} * A_{sección\ de\ aluminio}$$

$$F_{(sección)} = 71500 \frac{N}{\text{mm}^2} * 450\text{ mm}^2$$

$$F_{(sección)} = 32175000\text{ N}$$

Si se compara el peso total del aceite-probeta $W_{(Total)}$ con la fuerza máxima que soporta la sección de aluminio de la tapa $F_{(sección)}$, se observa que: $W_{(Total)} < F_{(sección)}$, por lo que la sección en mención no sufrirá ningún tipo de deformación.

Las medidas generales de la tapa del émbolo de entrada de aceite son: Ø 121 x 60 milímetros Figura 2-12, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.05.

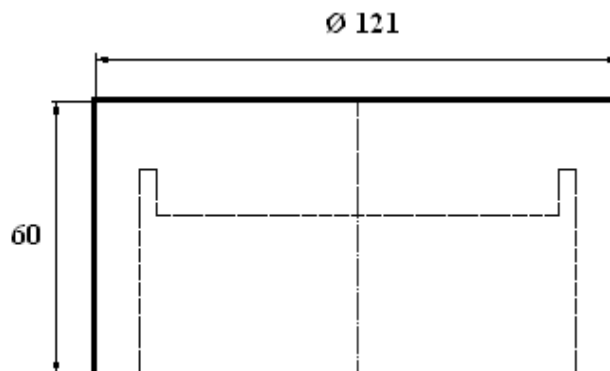


Figura 2-12. Tapa de entrada de aceite

2.3.8. Diseño del volante para desplazamiento

En el diseño del volante de desplazamiento se considera el criterio de funcionalidad, el trabajo que realizará este, que es de desplazar al émbolo de desplazamiento una longitud máxima de 10 mm dentro del cilindro de aluminio para producir presión interna y así tener un estado de tensiones en la probeta, gracias a la parte roscada que tiene este para dicho desplazamiento.

❖ Cálculos

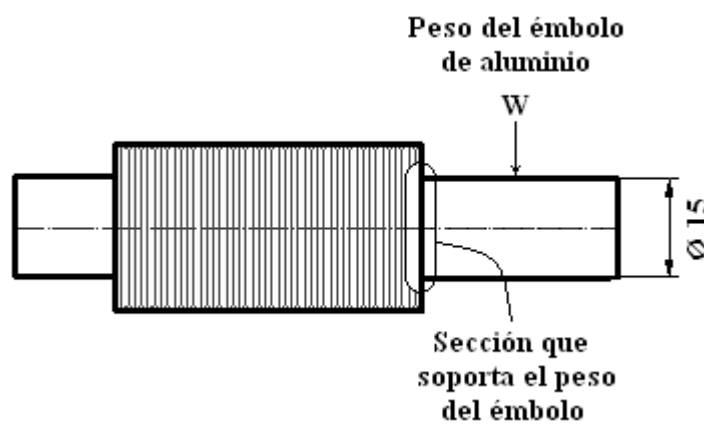


Figura 2-13. Fuerza actuante que realiza el émbolo sobre el volante de desplazamiento

❖ *Peso del émbolo de aluminio en base a la densidad Tabla 2-4, y se sabe que:*

Densidad (ζ) = masa/volumen

Densidad del aluminio (ζ) = 2830 Kg/m³

Volumen del émbolo de aluminio (V):

$$V = 2 * \pi * re^2 * l - 2 * \pi * rl^2 * l$$

$$V = 2 * \pi * (47)^2 * 40 - 2 * \pi * (7.5)^2 * 40$$

$$V = 541045.1 \text{ mm}^3$$

$$V = 0.00054 \text{ m}^3.$$

Masa del émbolo de aluminio:

$$m_{(\text{émbolo})} = \rho * V$$

$$m_{(\text{émbolo})} = 2830 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.00054 \text{ m}^3$$

$$m_{(\text{émbolo})} = 1.53 \text{ Kg}$$

Peso del émbolo de aluminio.

$$W_{(\text{émbolo})} = m * g ; \quad g = \text{gravedad}$$

$$W_{(\text{émbolo})} = 1.53 \text{ Kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{(\text{émbolo})} = 14.99 \text{ N}$$

❖ La resistencia a la tensión del acero A510 Tabla 2-2 que esta echo el volante de desplazamiento, es de:

$$R_{(\text{tension})} = 410 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Y se sabe que: $R_{(\text{tension})} = \frac{F}{A}$

Área del volante que soporta el peso del émbolo de aluminio.

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * 7.5^2$$

$$A = 176.71 \text{ mm}^2$$

Fuerza máxima que soporta la sección del volante de desplazamiento.

$$F_{(sección)} = R_{tensión} * A_{sección\ del\ volante}$$

$$F_{(sección)} = 410 \frac{N}{mm^2} * 176.71 mm^2$$

$$F_{(sección)} = 72451.1 N$$

Si se compara el peso total del aceite-probeta $W_{(Total)}$ con la fuerza máxima que soporta la sección de aluminio de la tapa $F_{(sección)}$, se observa que: $W_{(émbolo)} < F_{(sección)}$, por lo que la sección del volante de desplazamiento no sufrirá ningún tipo de deformación.

Las medidas generales del volante para desplazamiento son: Ø 25.4 x 92 milímetros
Figura 2-14, y el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 10.298.01.03.

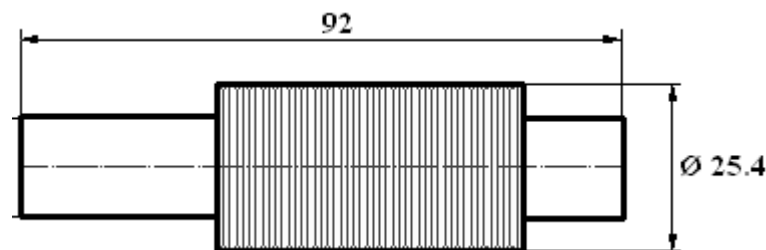


Figura 2-14. Volante desplazamiento

2.3.9. Diseño del émbolo de desplazamiento

En el diseño del émbolo de desplazamiento se considera el criterio de funcionalidad, se considera que no soporta ningún esfuerzo la sección cilíndrica de la probeta, sellos hidráulicos y los orings que se usan para que el aceite no se escape por las partes laterales de la probeta, mientras se le somete a estas presiones establecidas para el ensayo de 100, 150 y 200 psi.

❖ Cálculos

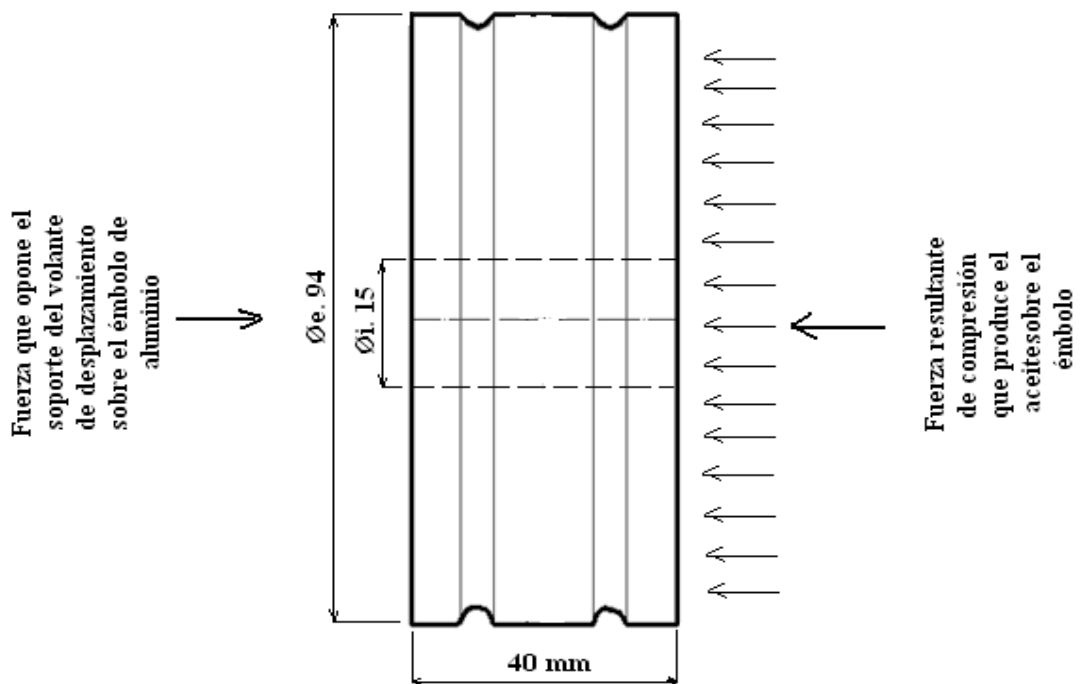


Figura 2-15. Fuerza actuante de compresión que realiza el aceite sobre el émbolo de aluminio

❖ Presión interna máxima del aceite 250 Psi, y se sabe que:

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

P = Presión máxima del aceite

F = Fuerza resultante producida por el aceite en el émbolo de aluminio

A = Área del émbolo

Área del émbolo:

$$A = 2 * \pi * r_e * l - 2 * \pi * r_i * l$$

$$A = 2 * \pi * 47 * 40 - 2 * \pi * 7.5 * 40$$

$$A = 11812.38 - 1884.96$$

$$A = 9927.42 \text{ mm}^2$$

$$A = 15.39 \text{ in}^2$$

Fuerza resultante del aceite sobre el émbolo de aluminio.

$$F_{(aceite)} = P * A_{\text{émbolo}}$$

$$F_{(aceite)} = 250 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} * 15.39 \text{ in}^2$$

$$F_{(aceite)} = 3847.5 \text{ lbf}$$

❖ La resistencia a la tensión del émbolo de aluminio Tabla 2-4, es de:

$$R_{(tension)} = 71500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{O} \quad R_{(tension)} = 10370198.25 \text{ Psi}$$

Área del émbolo:

$$A = 15.39 \text{ in}^2$$

Fuerza máxima que soporta el émbolo de aluminio.

$$F_{(\text{émbolo})} = R_{tension} * A_{\text{émbolo}}$$

$$F_{(\text{émbolo})} = 10370198.25 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} * 15.39 \text{ in}^2$$

$$F_{(\text{émbolo})} = 159597351.1 \text{ lbf}$$

Si se compara la fuerza del aceite $F_{(aceite)} = 2180.23 \text{ lbf}$, que ejerce sobre el émbolo de aluminio y la fuerza que resiste el mismo $F_{(émbolo)} = 159597351.1 \text{ lbf}$; se observa que: $F_{(aceite)} < F_{(émbolo)}$, por lo tanto el émbolo de aluminio es favorable para el diseño.

Las medidas generales del émbolo de desplazamiento son: Ø 25.4 x 92 milímetros
Figura 2-16, el plano de detalle se muestra en el Anexo 1, código 298.01.03.

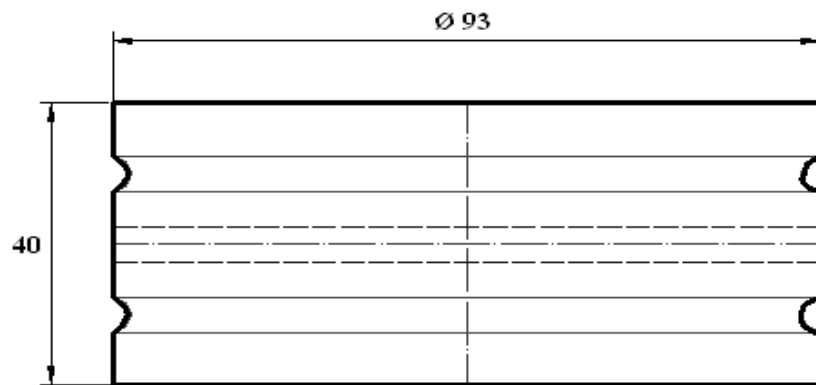


Figura 2-16. Émbolo de desplazamiento

2.4. Elementos e insumos complementarios del analizador

En esta sección se observan todos los elementos e insumos extras que se utilizaron en el ensamblaje del analizador de deformaciones, los cuales se muestran en detalle en la Tabla 2-8.

Tabla 2-8. Elementos e insumos

Cantidad	Descripción	Código
4	Pernos allen de acero negro M8 x 30 mm.	
23	Pernos allen de acero inoxidable M6 x 30 mm.	R630
1	Manija para el volante de desplazamiento de Ø 70 x 35 mm.	
2	O’rings para el émbolo de desplazamiento de Ø 80 x 5 mm.	N341
2	Sellos hidráulicos de Ø 98 x 22 mm.	T523
1	Manómetro de 0 a 300 psi.	
3	Metros de manguera para aceite-gasolina temp. 3/8”.	TC406
10	Abrazadera-cremallera 10-04	10-04
1	Gato hidráulico de botella para la bomba manual.	IM00A486
1	Reservorio en forma de cápsula para el depósito de aceite.	
2 1/4	Galones de aceite SAE 10.	SAE 10
1	Adaptador codo 516*1/8 “.	B3-5290g
1	Neplo dia 1/8” – longitud 2 ½ “.	B113-1/8
2	Adaptador macho de manguera ¼” x 5/16”.	B3-45
1	Codo a 90 hembra de ¼ - macho de ¼.	B116-44
1	Tapón macho ¼”.	B109-4
2	Grifo para aire – espiga 5/16 x espiga 5/16.	FRA-097
1	Tee hembra 1/8”.	B101-2
1	Neplo hexagonal 1/8”.	B122-2
1	Válvula check para manguera 3/8”.	SD104

CAPITULO III

DEFORMACIONES

3.1. Ensayo de deformaciones bajo presión interna

3.1.1. Introducción

El ensayo de deformaciones de recipientes a presión es una herramienta útil y esencial que permite al ingeniero estudiar su comportamiento y conocer, si bajo los posibles escenarios de operación, el diseño provisto garantiza un desempeño óptimo. Predecir el desempeño de recipientes a presión puede ser útil, por ejemplo, para la localización de posibles lugares de falla durante distintas etapas en la operatoria de un proceso industrial, como también para la optimización del diseño. Un medio agresivo puede ir deteriorando el recipiente, con la consecuente disminución de su espesor; siendo relevante la medición del mismo utilizando técnicas apropiadas. En este trabajo se efectúa un análisis de deformaciones que se origina en un cilindro herméticamente cerrado cuando se le inyecta presión interna.

Se toman como base los espesores medidos experimentalmente por el método de análisis de deformaciones, lo cual se verifica en la práctica. Los resultados obtenidos, a través de la implementación del ensayo de deformaciones, se encuentran en una satisfactoria aproximación con los resultados surgidos de la aplicación de la teoría de recipientes de pared delgada, conforme a los esfuerzos a los que está sometido el recipiente.

3.1.2. Descripción del ensayo⁴

Los resultados obtenidos de ensayos realizados en el analizador de deformaciones Figura 3-1, sirven de soporte para los métodos de cálculo y diseño aplicados en la práctica en relación con tuberías y recipientes o depósitos presurizados de pared delgada. Las deformaciones principales son las magnitudes decisivas para el cálculo y el diseño de calderas de vapor, recipientes a presión y tuberías.

⁴ G.U.N.T Gerätebau GmbH, Fahrenberg 14, D-22885 Barsbüttel, Web <http://www.gunt>.

Las deformaciones que se presentan en un recipiente no se miden directamente, sino que se determinan a través de la medición de estas deformaciones que se producen en la superficie (técnica de medición con strain gauge).

Con el equipo de análisis de deformaciones ver figura 3-1, se estudian las deformaciones y esfuerzos que se presentan en un recipiente de paredes delgadas sometido a una presión interna. El cilindro de aluminio (1) llena de aceite está cerrado herméticamente por un lado con una tapa fija (2), mientras que por el otro lado lo cierra un émbolo móvil (3). El émbolo se desplaza por medio de un volante y un husillo roscado (4). Se representan los estados de carga: estado de tensión en dos ejes de un recipiente cerrado, por ejemplo una caldera, y estado de tensión en un eje de un recipiente abierto, por ejemplo un tubo.



Figura 3-1. Analizador de deformaciones

Con una bomba hidráulica manual (5) se crea presión interna en el cilindro de aluminio; un manómetro (6) indica la presión interna. En la superficie del cilindro de

aluminio se disponen strain gauges (7) que registran las deformaciones producidas. El software instrunet (8) muestra las señales como valores de medición. Como ayuda y para una representación ilustrativa del análisis de deformaciones, los datos de medición pueden ser adquiridos desde el software de aplicación instrunet para los cálculos a determinar.

Con ayuda de los círculos de Mohr de esfuerzos y deformaciones se representa gráficamente la conversión de las deformaciones y se determinan los esfuerzos principales presentes en la probeta.

3.1.3. Parámetros a determinar en un análisis de tensiones

- ❖ Esfuerzos principales y planos principales
- ❖ Esfuerzos máximos de corte
- ❖ Esfuerzos normal y cortante en un plano arbitrario donde se gire un ángulo Θ .

3.1.4. Determinación de los esfuerzos principales

Esfuerzos principales y planos principales, los esfuerzos principales ocurren en el eje horizontal de esfuerzos normales en el círculo de Mohr. Y los planos están ubicados en los puntos que intersecan el círculo con el eje horizontal o de esfuerzos normales.

3.1.5. Determinación de los esfuerzos principales según magnitud y dirección: esfuerzos axiales y esfuerzos circunferenciales.

Esfuerzos normal y cortante en un plano arbitrario donde se gire un ángulo Θ en el elemento, mientras que en el círculo de Mohr se girará el doble, esto quiere decir 2Θ contra el sentido de las manecillas del reloj.

3.2. Proceso experimental

Se realiza el cálculo de esfuerzos en la superficie de la probeta presurizada a partir de las lecturas obtenidas desde el software de aplicación instrunet existente en el laboratorio de resistencia de materiales.

3.2.1. Detalles relevantes de las rosetas de deformación (strain gauge)⁵

Existen varias técnicas experimentales con las que se puede medir la deformación. En la técnica aplicable más directa se emplean calibradores de resistencia eléctrica para deformación. La figura 3-2 muestra una roseta de deformación. Consiste en una "red" de alambre o lámina sobre un respaldo de papel o plástico delgado, que se puede pegar en forma directa a la superficie cuya deformación se va a medir. La deformación de extensión a lo largo del eje de la lámina metálica la estira (o contrae) y causa un cambio en la resistencia eléctrica en esta lámina. Este cambio de resistencia se puede convenir en forma directa a la deformación unitaria de extensión ϵ_n en la dirección "n" del eje del calibrador.

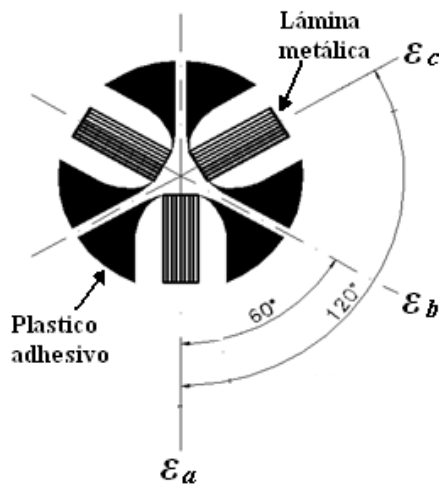


Figura 3-2. Roseta equiangular

Como los calibradores de deformación por resistencia eléctrica sólo pueden medir deformación unitaria de extensión, no es posible medir la deformación por cortante con un solo calibrador, por ejemplo, determinar las direcciones y las magnitudes de las deformaciones unitarias principales en un punto. Por lo anterior se suele emplear una roseta de deformación, formada por tres calibradores de deformación por resistencia eléctrica montado sobre una sola hoja de respaldo, como las que se muestran en la figura 3-2 o a su vez se puede construir una a partir de tres calibradores de deformación colocados en forma de una roseta de deformación.

⁵ Roy R. Craig, Jr. Mecánica de materiales. Editorial Patria 3ª edición México 2007. Sección 8-10 Rosetas de deformación, Pág. 565.

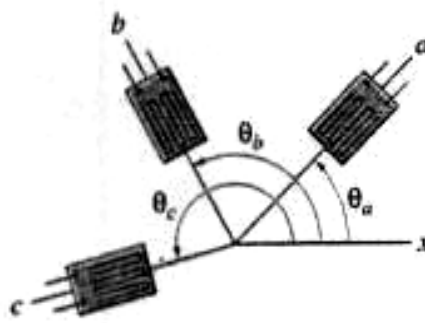


Figura 3-3. Notación para rosetas de deformación con ángulos arbitrarios

Si los tres calibradores de una roseta se suponen orientados a lo largo de los ejes identificados como a, b y c, como se aprecia en la figura 3-3, la deformación de extensión a lo largo de cada uno de esos ejes se puede relacionar con las tres cantidades de deformación (ϵ_x , ϵ_y , y γ_{xy}), donde se puede establecer el marco de referencia xy en cualquier orientación conveniente. Los arreglos comunes de la *roseta equiangular de 60°*, que se puede observar en la figura 3-2. Se igualan $\theta_a = 0^\circ$, $\theta_b = 60^\circ$ y $\theta_c = 120^\circ$. Entonces por medio de las siguientes ecuaciones se pueden obtener las deformaciones ϵ_x , ϵ_y , y γ_{xy} .

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \epsilon_a \\ \epsilon_y &= \frac{1}{3}(2\epsilon_b + 2\epsilon_c - \epsilon_a) \\ \gamma_{xy} &= \frac{2}{\sqrt{3}}(\epsilon_b - \epsilon_c)\end{aligned}\tag{3-1}$$

Donde:

ϵ_x = deformación en la coordenada x

ϵ_y = deformación en la coordenada y

γ_{xy} = deformación angular xy

Una vez calculadas (ϵ_x , ϵ_y , y γ_{xy}), por medio de la ecuación (3-1), se puede trazar un círculo de Mohr de deformaciones para las deformaciones superficiales en el lugar de la roseta.

En la mayor parte de los casos en que se usan rosetas de deformación hay la necesidad de determinar los esfuerzos principales y quizá, el esfuerzo cortante máximo absoluto. La roseta se fija a una superficie, que suele estar sin esfuerzos. En ese caso, uno de los esfuerzos principales es $\sigma_z = 0$. Por consiguiente, si se conocen las constantes módulo de elasticidad (E) y el coeficiente de Poisson (ν) para el material, se pueden aplicar las ecuaciones siguientes para calcular los esfuerzos principales en el plano.

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2)$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1)$$

Despejando σ_1 y σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_1 - \nu\epsilon_2) \quad (3-2)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_2 - \nu\epsilon_1)$$

3.2.2. Características del cilindro de aluminio

Espesor de pared del cilindro = 2 mm

Diámetro exterior del cilindro = 101.6 mm

Longitud del cilindro = 350 mm

Factor de strain gauge = 2.1

Módulo de elasticidad (E) = 31.31×10^6 Psi

Coeficiente de Poisson (ν) = 0.33

3.2.3. Procedimiento

Conecte los strain gauge al amplificador y dejar por 30 minutos hasta que se estabilicen. Usar un amplificador de medida con resolución micrométrica y adquirir los datos de medición de deformaciones desde el software de aplicación instrunet.

3.2.4. Plan

Es posible determinar ϵ_x , ϵ_y y γ_{xy} de los valores de las deformaciones registradas por los medidores de deformaciones. La ley de Hooke en coordenadas cartesianas se usa para encontrar σ_x , σ_y y τ_{xy} . Utilizando el círculo de Mohr para esfuerzos se obtiene los esfuerzos principales, el ángulo principal 1 y el esfuerzo cortante máximo.

3.2.5. Ejemplo

Solución:

Medidores de deformaciones (strain gauge) registran⁶:

$$\epsilon_a = 900 \mu\text{in/in} \quad \epsilon_b = 200 \mu\text{in/in} \quad \epsilon_c = 700 \mu\text{in/in}$$

Ecuaciones:

$$\epsilon_x = \epsilon_a$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{3}(2\epsilon_b + 2\epsilon_c - \epsilon_a) \quad (3-1)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2}{\sqrt{3}}(\epsilon_b - \epsilon_c)$$

Donde:

$$\epsilon_x = 900 \mu$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{3}(2\epsilon_b + 2\epsilon_c - \epsilon_a)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{3}(2 * 200 + 2 * 700 - 900)$$

$$\epsilon_y = 300 \mu$$

⁶ Msdhukar Vable. Mecánica de materiales. 1ª Edición. Editorial Oxford university. México. 2003. Sección 9-5 Medidores de deformación, Pág. 596.

$$\gamma_{xy} = \frac{2}{\sqrt{3}}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2}{\sqrt{3}}(200 - 700)$$

$$\gamma_{xy} = -577.4 \mu$$

Módulo de elasticidad a cortante G.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

$$G = \frac{30000}{2(1 + 0.3)}$$

$$G = 11538 \text{ Ksi}$$

Ley de Hooke.

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x - \nu \sigma_y}{30000} = 900 \times 10^{-6} \quad \text{o} \quad \sigma_x - 0.3\sigma_y = 27 \text{ Ksi} \quad (3-2)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y - \nu \sigma_x}{30000} = 300 \times 10^{-6} \quad \text{o} \quad \sigma_y - 0.3\sigma_x = 9 \text{ Ksi}$$

Al resolver las ecuaciones 3-2 se obtiene los esfuerzos normales en el plano ver figura 3-4a.

$$\sigma_x = 32.63 \text{ Ksi}$$

$$\sigma_y = 18.79 \text{ Ksi}$$

El esfuerzo cortante se obtiene a partir de la siguiente expresión.

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}$$

$$\tau_{xy} = 11538(-577.4) \times 10^{-6}$$

$$\tau_{xy} = -6.66 \text{ Ksi}$$

Círculo de Mohr para esfuerzos:

Paso 1. Se traza el cubo de esfuerzos y se identifica los planos vertical V y horizontal H, como se muestra en la figura 3-4a.

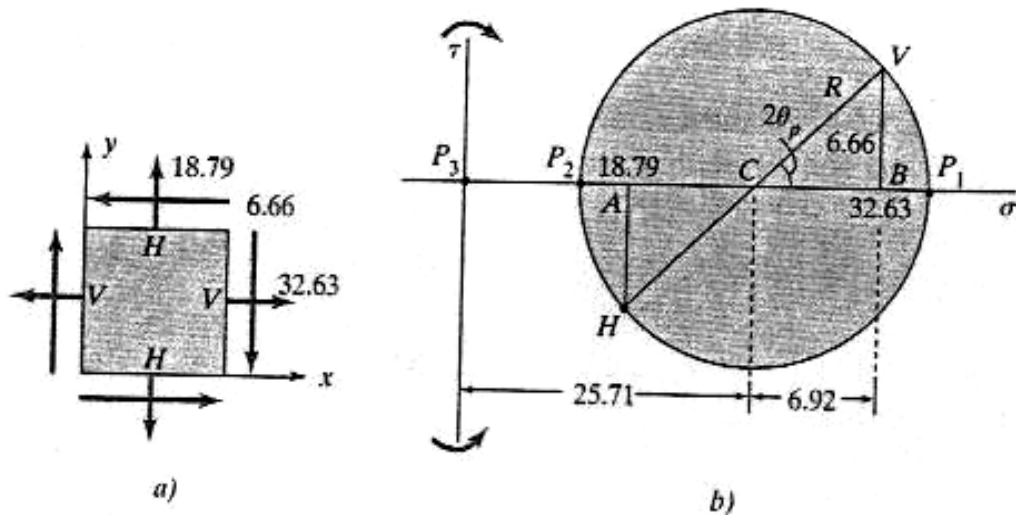


Figura 3-4. Cubo de esfuerzos y círculo de Mohr para el ensayo

Paso 2. Con base en la figura 3-4a, las coordenadas de los puntos V y H se expresan como sigue:

$$V (32.63, 6.66) \text{ y } H (18.79, -6.66)$$

Paso 3. Se trazan los ejes para el círculo de Mohr, como se muestra en la Figura 3-4b.

Paso 4. Se localizan los puntos V y H y se les une con una línea.

Paso 5. El punto C, el centro del círculo de Mohr, está a la mitad entre los puntos A y B, es decir:

$$\sigma_{promedio} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

$$\sigma_{promedio} = \frac{32.63 + 18.79}{2}$$

$$\sigma_{promedio} = 25.71 \text{ Ksl}$$

Por lo tanto la distancia BC puede determinarse en 6.92 ksi, como se aprecia en la Figura 3-4b.

Por el teorema de Pitágoras se obtiene el radio R.

$$R = \sqrt{CB^2 + BV^2}$$

$$R = \sqrt{6.92^2 + 6.66^2}$$

$$R = 9.60 \text{ Ksi}$$

Paso 6. Los esfuerzos principales son las coordenadas de los puntos P1 y P2 en la figura 3-4b. Como el punto está en una superficie libre, el estado es de esfuerzo en un plano.

$$\sigma_1 = \sigma_{promedio} + R$$

$$\sigma_1 = 25.71 + 9.6$$

$$\sigma_1 = 35.31 \text{ Ksi}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{promedio} - R$$

$$\sigma_2 = 25.71 - 9.6$$

$$\sigma_2 = 16.11 \text{ Ksi}$$

Paso 7. Utilizando el triangulo BCH, es posible encontrar el ángulo principal θ_p .

$$\cos 2\theta_p = \frac{CB}{CV}$$

$$\cos 2\theta_p = \frac{6.92}{9.6}$$

$2\theta_p = 43.9^\circ$, en el círculo de Mohr el ángulo es el doble que en el plano y se sabe que $\theta_1 = \theta_p$ por lo tanto.

$$\theta_1 = \theta_p$$

$$\theta_1 = 21.9^\circ \curvearrowright$$

Los esfuerzos principales y el ángulo principal 1 se indican como sigue.

$$\sigma_1 = 35.31 \text{ Ksi (Tracción)}$$

$$\sigma_2 = 16.11 \text{ Ksi (Tracción)}$$

$$\sigma_1 = 21.9^\circ \text{ en sentido dextrógiro}$$

Paso 8. Y el esfuerzo cortante máximo se calcula como sigue.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{4}$$

$$\tau_{max} = \frac{35.3 \text{ Ksi}}{4}$$

$$\tau_{max} = 8.825 \text{ Ksi}$$

CAPITULO IV

COSTOS

4.1. Introducción

En este capítulo se presenta de manera explícita y en forma de cuadros los costos que se han invertido en el diseño del analizador de deformaciones para el laboratorio de resistencia de materiales de la U.P.S.

Para obtener el costo total se toma en cuenta los siguientes rubros, los mismos que se podrán apreciar en tablas individuales.

- ❖ Costo de materiales
- ❖ Costo de insumos
- ❖ Costos de mecanizado
- ❖ Costos varios
- ❖ Costo total

En la Tabla 4-1, se describe los costos de materiales utilizados para la construcción del analizador de deformaciones.

En la Tabla 4-2, se presentan todos los insumos y elementos sin proceso de mecanizado que se emplearon para ensamblar el analizador.

La Tabla 4-3, contienen el tiempo de maquinado y costo de hora máquina para cada uno de los elementos que se han construido.

La Tabla 4-4 contiene los costos varios entre ellos están los traslados de material en bruto y los que ha tenido el analizador de deformaciones desde el taller ubicado en Amaguaña lugar donde fue construida y ensamblada hasta la E.S.P.E. donde se colocaran los strain gauge en la superficie del cilindro de aluminio la cual tuvo un rubro que también se detalla en esta tabla y luego el traslado del analizador hacia el laboratorio de resistencia e materiales de la U.P.S.

La Tabla 4-5, contiene un resumen de cada uno de los costos mencionados anteriormente para conocer el costo total de construcción del analizador de deformaciones.

Tabla 4-1. Materiales

EJES									
Denominación	Tipo de material	Dimensiones Brutas		Cantidad	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio (\$/Kg)	Costo Total (USD)	
		Ø exterior	long.(mm)						
Tapas volante de desplazamiento y entrada de aceite	Aluminio	5 in.	110	1	3.118	3.118	32.069	99.93	
Émbolo de desplazamiento	Aluminio	4 in.	42	1	1.085	1.085	27.65	29.93	
Volante de desplazamiento	Acero AISI 1018	28 mm.	100	1	0.11	0.11	12.21	1.34	
Tirantes	Acero inoxidable	½ in.	2500	1	1.03	1.03	18.40	18.95	
PLANCHAS									
Denominación	Tipo de material	Dimensiones Brutas			Cantidad	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio (\$/Kg)	Costo Total (USD)
		Long.	Ancho	Espesor					
		(mm)	(mm)	(mm)					
Soporte del volante de desplazamiento	Acero AISI 1018	155	155	25	2	2.357	4.72	12.18	57.50
Base	Placa	700	500	3	1	0.072	0.72	19.04	16.80


TUBOS									
Denominación	Tipo de material	Dimensiones Brutas			Cantidad	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)	Precio (\$/Kg)	Costo Total (USD)
		Ø / 	Espesor (mm)	Longitud (mm)					
Cilindro	Aluminio	4 in.	2	1000	1				26.88
Base	Acero	20 mm	1.5	2000	1				10.00
								TOTAL (USD)	261.33

Tabla 4-2. Costo de insumos

Denominación	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Placa con el nombre y capacidad del equipo de análisis	1	20	20
Pernos allen negros M8	4	0.44	1.79
Pernos allen inoxidable M6	16	0.357	5.72
Manija de plástico	1	10	11.20
Orings Ñ341	2	3.96	7.92
Sellos hidráulicos (zapatillas) T523	3	20	60
Manómetro 0 a 300 psi	1	40.32	40.32
Manguera de nitrilo para aceite	3 m	5.38	16.14
Collarines de sujeción	10	0.28	2.80
Gato hidráulico de botella	1	9.49	9.49
Aceite SAE-10	2.25 gal.	20.16	45.92
		TOTAL (USD)	221.30

Tabla 4-3. Costo de mecanizado de piezas para el analizador.

Denominación	Cantidad	Torno	Soldadura	Taladro	Costo maquinado (USD)	Precio Total (USD) + IVA
Probeta de aluminio	1	x			5	5.60
Tirantes	4	x			12	13.44
Soportes	2	x		x	80	89.60
Tapas	2	x		x	50	56
Émbolo	1	x		x	20	22.40
Volante de desplazamiento	1	x		x	8	8.96
Acoples del gato hidráulico	1		x	x	5	5.60
Base	1		x	x	10	11.20
Tanque de almacenamiento de aceite	1		x	x	10	11.20
Placas de sujeción de los sellos	2	x		x	5	5.60
Ensamble del analizador en el taller	1					50
Pintura de la base, soportes, gato hidráulico y tanque de aceite	1					70
					TOTAL (USD)	349.60

Tabla 4-4. Costos varios.

DESCRIPCIÓN		COSTO (USD)
Traslado de materiales en bruto hasta el taller donde se mecanizo y ensamble el analizador.		8
Traslado del analizador ensamblado desde el taller en Amaguaña hasta Sangolqui.		8
Traslado del analizador hasta la E.S.P.E.		15
Traslado desde la E.S.P.E. hasta la U.P.S.		30
TOTAL		61

Tabla 4-5. Resumen de costos.

DESCRIPCIÓN	COSTO (USD)
Costo de materiales	261.33
Costo de insumos	221.30
Costo de mecanizado	349.60
Costo varios	61
TOTAL (USD)	893.23

CONCLUSIONES

- ❖ La medición con strain gauge tiene una gran aplicación en el campo industrial para determinar las propiedades mecánicas de los materiales en general, sean estos metales, hormigones y polímeros. También se puede aplicar para medir el estado de esfuerzos de diferentes elementos estructurales, usados en la industria.
- ❖ Con los strain gauge se puede medir diferentes magnitudes físicas, tales como: Velocidad de una correa transportadora, flujo másico, fuerza, presión, desplazamiento, aceleración, fuerza de inercia, entre otras.
- ❖ Los strain gauge generaran lecturas erróneas, por consecuencia de manipulaciones equivocadas como pueden ser: tomar directamente con los dedos los strain gauge, superficie de aplicación mal pulida y sucia, poco aislamiento de los cables de conexión de los strain gauge.
- ❖ La aplicación de los conocimientos adquiridos en el desarrollo del analizador de deformaciones, resalta la versatilidad y la aplicación de los strain gauge en el campo industrial , por lo cual la formación de los estudiantes de la U.P.S. no debe centrarse en una especialización específica de la industria en el país

RECOMENDACIONES

- ❖ Por seguridad y correcto funcionamiento, el analizador de deformaciones debe estar bien asentado sobre una superficie plana y estable, además se debe evitar que el equipo strain gauge-software instrunet se encuentre cerca de fuentes de calor y tampoco deberán estar expuestos a la luz solar directamente debido a que los strain gauges. son sensibles al cambio de temperatura.
- ❖ Evitar manipulación directa sobre la superficie donde están colocados los strain gauge con las manos, para evitar mediciones erróneas, al momento de utilizar el software de aplicación.
- ❖ Verificar en cada práctica que los cables de conexión de los strain gauge se encuentren bien adheridos ya que la soldadura de estos es frágil y se pueden generar rupturas en los mismos.
- ❖ En el momento de realizar el laboratorio dejar de 5 a 10 minutos que se estabilicen los strain gauge conectados al software de aplicación instrunet para no tener errores al momento de ejecutar el ensayo.
- ❖ Leer la guía didáctica para ver el procedimiento de cálculo, usando para ello las mediciones de deformaciones obtenidas.

GLOSARIO

Círculo de Mohr para esfuerzo y deformación. Ingeniosa representación gráfica de las ecuaciones de transformación, que permite una fácil visualización de los esfuerzos normal y cortante en planos arbitrarios.

ROY-CRAIG, *Mecánica de materiales*, 3ª Edición, Editorial Patria, Mexico, 2007, Pág. 540.

Deformación. Es el desplazamiento en centímetros resultante de aplicar una fuerza de una dina a una probeta. Lo contrario de la rigidez.

NAYLER, J.L, *Diccionario de ingeniería mecánica*, 2ª Edición, Editorial Butterworths & Co, Londres, 1981, Pág. 95.

Deformación elástica. La deformación de un material que desaparece al eliminar la fuerza que la produce.

NAYLER, J.L, *Diccionario de ingeniería mecánica*, 2ª Edición, Editorial Butterworths & Co, Londres, 1981, Pág. 98.

Esfuerzo. Es la fuerza que actúa sobre la unidad de superficie de sección transversal de un cuerpo, sometido a la acción de fuerzas externas.

LARBURU, Nicolás, *Maquinas prontuario*, 13ª Edición, Editorial Thomson-Paraninfo, España, 2004, Pág. 182.

Esfuerzo plano. El estado de esfuerzos en dos dimensiones, es decir biaxial, también se conoce como esfuerzo plano.

ROY-CRAIG, *Mecánica de materiales*, 3ª Edición, Editorial Patria, Mexico, 2007, Pág. 68.

Módulo de elasticidad. Tensión dividida por deformación en la región elástica de un diagrama tensión – deformación.

ASKELAND-PHULÉ, *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*, 4ta edición, Editorial “Thomson”, México, 2004, Pág. 243.

Módulo de Young: Es la constante de proporcionalidad entre la deformación elástica y el esfuerzo uniaxial, y representa la pendiente de la parte recta de la gráfica esfuerzo- Deformación unitaria.

ASKELAND-PHULÉ, *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*, 4ta edición, Editorial “Thomson”, México, 2004, Pág. 243.

Presión en líquidos. En todo recipiente o conjunto de recipientes cerrados y comunicados, llenos de un líquido cualquiera, la presión ejercida en un punto se transmiten con igual intensidad, por unidad de superficie en todas las direcciones.

LARBURU, Nicolás, *Maquinas prontuario*, 13ª Edición, Editorial Thomson-Paraninfo, España, 2004, Pág. 148.

Presurizado. Mantenido bajo una presión mayor que la atmosférica. Por ejemplo, trabajar bajo el agua en un cajón de aire comprimido o en un aparato especial.

NAYLER J.L. – NAYLER G.H.F., *Diccionario de ingeniería mecánica*, 2ª Edición, Editorial Butterworths & Co, Londres, 1981, Pág. 248.

Strain gauge. Instrumentos para medir la deformación basada en el hecho de que la resistencia del conductor cambia con las modificaciones en la longitud del conductor debido al cambio dimensional.

MADHUKAR, Vable, *Mecánica de materiales*, 1ª Edición, Editorial Oxford university, México, 2003, Pág. 595.

BIBLIOGRAFÍA

- AFANASIEV, A.M. y MARIEN, V.A., *Practiclas de laboratorio sobre resistencia de materiales*, Editorial Mir, Moscú, 1978.
- CERNICA, John, *Resistencia de materiales*, 3ª Edición, Editorial Continental S.A., 1972.
- CREUS, Antonio, *Neumática e hidráulica*, 1ª Edición, Editorial Alfaomega S.A., México, 2007.
- GERE, James M., *Mecánica de materiales*, 5ª Edición, Editorial Thomson, México, 2003.
- LARBURU, Nicolás, *Maquinas prontuario*, 13ª Edición, Editorial Thomson-Paraninfo, España, 2004.
- MADHUKAR, Vable, *Mecánica de materiales*, 1ª Edición, Editorial Oxford university, México, 2003.
- NAYLER J.L. y NAYLER G.H.F., *Diccionario de ingeniería mecánica*, 2ª Edición, Editorial Butterworths & Co, Londres, 1981.
- PARKER, Harry, *Texto simplificado de mecánica y resistencia de materiales*, 10ª Edición, Editorial Limusa S.A., México, 1991.
- POPOV, Egor P., *Mecánica de materiales*, 2ª Edición, Editorial Limusa S.A., México, 1990.
- ROY, R. y CRAIG, Jr., *Mecánica de materiales*, 3ª Edición, Editorial Patria, México, 2007.
- TIMOSHENKO y YOUNG, *Elementos de resistencia de materiales*, 2ª Edición. Editorial Montaner y Simon S.A., España, 1973.
- VILORIA, Jose Roldan, *Neumática, hidráulica y electricidad aplicada*, 10ª Edición, Editorial Thomson, España, 2003.

PAGINAS WEB

<http://www.gunt.de>.

<http://www.cedal.com.ec>.

<http://www.powers.com>.

<http://www.bohlerecuador.com>.

<http://www.indigurose.com>.

<http://www.hispanox.com>.

<http://www.novaPDF.com>.

ANEXOS

ANEXO 1

PLANOS

ANEXO 2

GUÍA DIDÁCTICA

ANEXO 3

TABLAS